

Montanuniversität Leoben
Department Product Engineering
Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau

**Bewertung von Antriebskonzepten für die
Lineareinheit eines Blockgerüsts**

Diplomarbeit

Kamju Azizi

Betreuer:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Wilfried Eichlseder

Leoben, November 2009

Danksagung

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Zeitraum vom April bis September 2009 im Block- und Grobwalzwerk der Firma Böhler Edelstahl GmbH & Co KG in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau.

Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.tech. Wilfried Eichlseder, Leiter des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau, danke ich für die Schaffung der Voraussetzungen zur Durchführung dieser Arbeit und für seine Unterstützung.

Meinen beiden Betreuern am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau, Herrn Dipl.-Ing. Dr.mont. Michael Stoschka und Herrn Dipl.-Ing. Thomas Fössl, möchte ich für die großartige Betreuung, für die hilfreichen Anregungen sowie für ihre konstruktiven Ideen bei der Erstellung dieser Arbeit ganz herzlich danken.

Herrn Dipl.-Ing. Peter Markiewicz, dem Betriebsleiter des Blockwalzwerkes bei Böhler Edelstahl GmbH & Co KG, und Herrn Dipl.-Ing. Dr. Josef Bernauer, dem Betriebsassistenten, danke ich für die Schaffung der Rahmenbedingungen zur Durchführung der Arbeit und für die Unterstützung und Förderung während der Diplomarbeit und während meiner Zeit als Werksstudent.

Für die Themenstellung und für die Betreuung der Diplomarbeit möchte ich mich besonders bei Herrn Ing. Erwin Knittelfelder, dem Leiter der Prozesstechnik, herzlich bedanken. Danke für die vielen hilfreichen Anregungen und Diskussionen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Herzlichen Dank auch an Herrn Ing. Harald Brandner und Herrn Hubert Zeilbauer für die freundliche Bereitstellung von Skizzen und technischen Daten. Weiters bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern, insbesondere bei den Mitarbeitern des Blockwalzwerkes und der Anlagentechnik der Böhler Edelstahl GmbH & Co KG.

An dieser Stelle möchte ich mich bei meinen Freunden und Studienkollegen für deren Zusammenarbeit und Unterstützung im Laufe meines Studiums bedanken.

Ein ganz besonderer Dank gilt abschließend meinen Eltern und meinen Geschwistern, die mir das Studium und diese Arbeit ermöglicht haben und mir stets helfend zur Seite standen.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides Statt, die vorliegende Diplomarbeit

„Bewertung von Antriebskonzepten für die Lineareinheit eines Blockgerüsts“

eigenständig, unter Zuhilfenahme der angeführten Quellen, angefertigt zu haben.

Kamju Azizi

Leoben, im November 2009

Kurzfassung

Böhler Edelstahl GmbH & Co KG besitzt ein Block- und Grobwalzwerk zur Erstellung einer Vielzahl unterschiedlicher Blockformate. Eine wichtige Rolle spielt hier das Blockgerüst mit ihren mehrkalibrigen Walzen und die dafür erforderliche Lineareinheit als Verschiebeeinrichtung. Die Verschiebeeinrichtung ist neben dem Verschieben der Blöcke in das dafür vorgesehene Kaliber auch noch für das Kanten und Richten der Blöcke zuständig. Im Laufe der Jahre stiegen die Anforderungen an die Lineareinheit. Zum einen wurde das Blockgewicht auf das Vierfache erhöht, zum anderen wurden immer wieder neue Edelstahlmarken mit höheren Umformwiderständen entwickelt. Durch diese höheren Anforderungen kam es zu vermehrten Ausfällen der Anlage und zu unplanmäßigen Stillständen und Produktionsausfällen. Die Ausfälle waren zumeist durch Wellenbrüche im Antriebsstrang der Lineareinheit bedingt. Die vorliegende Arbeit befasst sich daher mit der Bewertung von Antriebskonzepten für die Lineareinheit des Blockgerüsts.

Bei der für die Modernisierung erforderlichen Analyse der Funktionsweise der Lineareinheit zeigte sich der gekoppelte Antrieb als Schwäche. Durch das gekoppelte Antreiben einer Linearseite durch einen Antriebsstrang kommt es bei der einseitigen Richtarbeit zu extrem hohen Reaktionskräften.

Bei der Recherche alternativer Antriebsvarianten wurde darauf geachtet diese funktionelle Schwäche zu beseitigen. Zwei dieser alternativen Lösungsvarianten, nämlich ein hydraulisches und ein mechanisches Konzept, wurden einer Machbarkeitsstudie unterzogen. Durch eine anschließende technische und wirtschaftliche Bewertung wurden die Stärken und Schwächen der jeweiligen Konzepte bestimmt. Als technisch und wirtschaftlich vorteilhaftestes Konzept stellte sich die mechanische Lösungsvariante heraus. Zur Charakterisierung des Schwingverhaltens des neuen mechanischen Konzeptes im Vergleich zum bestehenden Linearantrieb wurde eine Mehrkörpersimulation durchgeführt. Die anhand der Simulation erhaltenen Kräfte führten bei der darauffolgenden Lebensdauerberechnung zu dem Ergebnis, dass beim neuen Antriebssystem eine viereinhalb Mal höhere Lebensdauer zu erwarten ist als bei der bestehenden Anlage.

Abstract

Böhler Edelstahl GmbH & Co KG has a cogging and blooming mill to produce a lot of different block formats. Important parts in the rolling mill are the cogging stand with its multi groove rolls and the linear unit, needed for the manipulator. The manipulator is responsible for shifting the blocks in the desired groove, to edge and to manipulate the blocks. During many years the requirements on the linear unit increased. The reasons therefore are the trend to bigger block and new special steels with higher resistance to forming. Due to the higher demands some production losses occurred, by failures of the manipulator and unscheduled shutdowns of the plant. The shutdowns were mostly caused by braked shafts of the linear unit. This study focuses on evaluation of drive concepts for the linear unit of the cogging stand.

The analysis of the functioning of the linear unit, needed for the modernisation, showed that the coupled drive is the principal weakness of the existing linear unit. Due to the coupled drive of one spacer side by only one power train it comes to extreme high reaction forces at the single side manipulation.

During the research of alternative drive concepts, we pay attention to avoid such functional weaknesses. Two of these alternative concepts, a hydraulic and a mechanic concept, were subjected to a feasibility study. The following technical and economical evaluation shows the strengths and the weaknesses of the selected concepts. Results demonstrate that the mechanical concept has the most technical and economical advantages. A multi body simulation was carried out to characterize the vibration behaviour of the new mechanical concept compared to the existing linear unit

The forces obtained by the simulation resulted in the following life time calculation that the new drive expects a 4,5- times longer life time than the existing facility.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation.....	1
1.2	Gliederung der Arbeit.....	2
1.3	Ist Zustand	3
1.3.1	Funktionsweise des Blockgerüsts.....	3
1.3.2	Technische Daten	4
1.3.3	Mögliche Ursache für den Wellenbruch	6
1.3.4	Bisherige Maßnahmen zur Vermeidung eines Anlagenausfalls.....	7
1.4	Stand der Technik bei linearen Übertragungselementen	9
1.4.1	Gewindespindel	9
1.4.2	Zahnstangen.....	10
1.4.3	Linearriemen	11
1.4.4	Hydraulikzylinder.....	12
1.4.5	Linearmotor	13
2	Lösungsvarianten	14
2.1	Lösungsvariante 1 „Hydraulisches Konzept“	14
2.1.1	Auslegung des Hydraulikzylinders	15
2.1.2	Auswahl der Hydropumpe.....	16
2.1.3	Auswahl der Druckflüssigkeit	20
2.1.4	Auswahl des Hydrospeichers	22
2.2	Lösungsvariante 2 „Mechanisches Konzept“	25
2.2.1	Berechnung des Verdrehwinkels.....	26
2.2.2	Auswahl des Antriebsmotors.....	27
2.2.3	Auswahl der Kupplungen.....	28

3	Technisch-wirtschaftliche Analyse	31
3.1	Einleitung.....	31
3.2	Wirtschaftliche Analyse.....	31
3.2.1	Entwicklungskosten.....	32
3.2.2	Beschaffungskosten.....	32
3.2.3	Nutzungskosten	33
3.2.4	Stillsetzungskosten	34
3.2.5	Wirtschaftliche Wertigkeit y	34
3.3	Technische Analyse	36
3.3.1	Einleitung	36
3.3.2	Gewichtete technische Wertigkeit x'	37
3.4	Bewertung.....	39
4	Mehrkörpersimulation	41
4.1	Einleitung.....	41
4.2	Geschwindigkeitsgesteuertes Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge	41
4.2.1	Bestehende Lineareinheit	41
4.2.2	Mechanische Lösungsvariante	49
4.3	Kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge	49
4.4	Kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell beider Antriebsstränge	53
4.5	Detailliertes kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell beider Antriebsstränge.....	54
4.5.1	Modell der bestehenden Lineareinheit	55
4.5.2	Modell der neuen mechanischen Lineareinheit.....	65
5	Betriebsfeste Bemessung	71
5.1	Einleitung.....	71
5.2	Berechnung der Wellenstrangverdrehung	71
5.2.1	Bestehende Lineareinheit	71
5.2.2	Mechanisches Konzept der Lineareinheit	74

5.3	Lebensdauerberechnung	76
5.3.1	Lineare Schadensakkumulation.....	77
5.3.2	Lebensdauerberechnung der bestehenden Lineareinheit.....	78
5.3.3	Lebensdauerberechnung der neuen mechanischen Lineareinheit	86
6	Zusammenfassung	89
7	Verwendete Formelzeichen	91
8	Literaturverzeichnis	94

1 Einleitung

Im Zuge der globalen Industrialisierung und des steigenden Wettbewerbs sieht sich die Welt einem immer höheren Bedarf und Verbrauch von Energie und Konsumgütern gegenüber. Um die Nachfrage danach zu stillen, sind neue Anlagen, Maschinen und Werkzeuge nötig.

Zur Steigerung der Leistungsfähigkeit und Effektivität der Anlagen und Maschinen werden belastungsfähigere Werkstoffe, wie Edelstähle, verwendet.

Böhler Edelstahl GmbH & Co KG gehört weltweit zu den bedeutendsten Anbietern von diesen höchst beanspruchten Werkstoffen, wie Schnellarbeitsstähle, Werkzeugstähle und Sonderwerkstoffe.

1.1 Motivation

Der in den Stahlwerken erschmolzene Stahl besitzt noch nicht die Form, Abmessungen und Eigenschaften, die von den Kunden gefordert werden. Um diese zu erreichen, stehen mehrere Arten der Weiterverarbeitung, wie das Warmumformen durch Walzen oder Schmieden, zur Verfügung. Daher durchläuft ein Großteil der produzierten Edelstähle und Sonderwerkstoffe das Block- und Grobwalzwerk.

Das Blockgerüst und die dazugehörige Lineareinheit, auch Verschiebeeinrichtung oder Manipulationseinrichtung genannt, zur Steuerung der Blöcke gehören im Walzwerk zu den Anlagen mit höchster Priorität. Der derzeitige Linearantrieb ist voll funktionsfähig, jedoch haben sich der Reparaturaufwand und die Instandhaltungskosten in den letzten Jahren gesteigert, sodass eine Modernisierung in den nächsten Jahren geplant ist.

Durch eine modernisierte Verschiebeeinrichtung, dem Stand der Technik entsprechend, und durch den Einbau neuer Messsysteme soll einem Ausfall der Anlage vorgebeugt werden und ein ungeplanter Produktionsstopp somit verhindert werden.

Die modernisierte Lineareinheit soll weiters die Zuverlässigkeit und die Wartungsfreundlichkeit der Anlage erhöhen und die Betriebskosten und die Standzeiten minimieren.

Modernere Antriebseinheiten erlauben neben einer höheren Verschiebegeschwindigkeit auch eine präzisere Fahrweise und bessere Taktzeiten und somit eine schnellere Produktion. Durch die geringeren Manipulationszeiten der Blöcke zwischen den Walzstichen würden sich der Nutzungsgrad und der Leistungsgrad erhöhen.

1.2 Gliederung der Arbeit

Neben der Einleitung und der Motivation enthält das erste Kapitel die Beschreibung des Ist-Standes der Anlage. Weiters befasst es sich mit dem Stand der Technik von linearen Übertragungselementen.

Das zweite Kapitel beschäftigt sich mit der Findung der, für das Blockgerüst verwendbaren, Antriebe. Die Antriebskonzepte werden entworfen und beschrieben. Die Funktionen der Komponenten werden erläutert und mit einer Berechnung ergänzt.

Im dritten Kapitel werden die Lösungsansätze einander gegenübergestellt und bewertet. Hierbei werden sie einer technisch-wirtschaftlichen Analyse unterzogen. Das für die Modernisierung bestgeeignete Konzept wird ausgewählt.

Das vierte Kapitel gibt einen Einblick in die Mehrkörpersimulation des dynamischen Manipulationsprozesses. Hier wird Anfangs eine Modellbildung des Antriebes vorgenommen. Daraufhin wird diese in einem Mehrkörpersimulationsprogramm nachgebildet und ausgewertet.

Das fünfte Kapitel befasst sich mit der Betriebsfestigkeit. Zunächst erfolgt eine Einleitung in die Betriebsfestigkeit und eine Erläuterung der für die Anwendung erforderlichen Begriffe. Danach werden ausgewählte Komponenten einer Betriebsfestigkeitsberechnung unterzogen.

Im sechsten und letzten Kapitel erfolgt eine Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse dieser Arbeit sowie ein Ausblick.

1.3 Ist Zustand

Böhler Edelstahl GmbH & Co KG besitzt ein Block- und Grobwalzwerk zur Erstellung einer Vielzahl unterschiedlicher Blockformate. Eine wichtige Rolle spielt hier das Blockgerüst mit den mehrkalibrigen Walzen und der dafür erforderlichen Lineareinheit. Der Linearantrieb ist neben dem Verschieben der Blöcke in das dafür vorgesehene Kaliber auch noch für das Kantieren (Drehen des Blocks um neunzig Grad) und das Richten der Knüppelformate, die aus den Blöcken als Rechteck- oder Quadratquerschnitt ausgewalzt werden, zuständig.

Seit der Anlagenerstinbetriebnahme im Jahr 1953 gab es laufend, Veränderungen resultierend aus der rapiden Zunahme von Edelstahlmarken und der Abgussformate. So wurde z.B. das Blockgewicht auf das Vierfache erhöht, mit dem Trend zu noch schwerer verformbaren Blöcken. Weiters wurden immer wieder neue Edelstahlmarken mit immer höheren Umformwiderständen, die es zu überwinden gilt, entwickelt.

Um den gestiegenen Anforderungen nachzukommen, wurde im Jahre 1996 von der Betriebsleitung des Block- und Grobwalzwerkes (EWB) in Absprache mit der Instandhaltung ein Anlagen-Modernisierungskonzept erstellt:

1. Neues Kammwalzgetriebe (1996 / 1998)
2. Neues Blockgerüst (2000)
3. Neuer Blockgerüstantriebsmotor (2005)
4. In Planung, neue Lineareinheit (2010 / 2011)

Durch das bereits stufenweise umgesetzte Modernisierungskonzept ist nun der Linearantrieb umzusetzen.

1.3.1 Funktionsweise des Blockgerüsts

Der Block wird einer der achtzehn Tieföfen oder zwei Stoßöfen entnommen und über einen Rollgang zum Blockgerüst befördert. Wie in Abb. 1.1 zu sehen ist, kommen die Blöcke zuerst von rechts und werden mithilfe der Linealaufsätze in das dafür vorgesehene Kaliber der Blockwalze gelenkt. Die Blöcke erfahren im Durchschnitt etwa zwanzig Stiche zwischen denen sie durch die Verschiebeeinrichtung in die anderen Kaliber geführt und wenn nötig gekantet und gerichtet werden.

Es befinden sich je zwei Linealaufsätze pro Blockgerüstseite (zwei auf der Seite des Antriebsstrangs und zwei auf der Stahlwerksseite), die paarweise durch vier Blockgerüst-Lineale mit einem der beiden Wellenstränge verbunden sind. Die beiden Wellenstränge bestehen aus vier gekuppelten Wellen.

Die Anlage verfügt über zwei separate Antriebsstränge, die getrennt gesteuert werden. Jeder Antriebsstrang verfügt über zwei Asynchrondrehstrommotore, die mittels Periflex-Rutschkupplungen rechts und links mit dem Stirnradgetriebe verbunden sind. Die Getriebeabtriebswelle ist mittels einer Zahnkupplung mit dem Wellenstrang, die mit den aufgeschrumpften Zahnritzeln in die Zahnstangen der Linealholme eingreifen, verbunden.

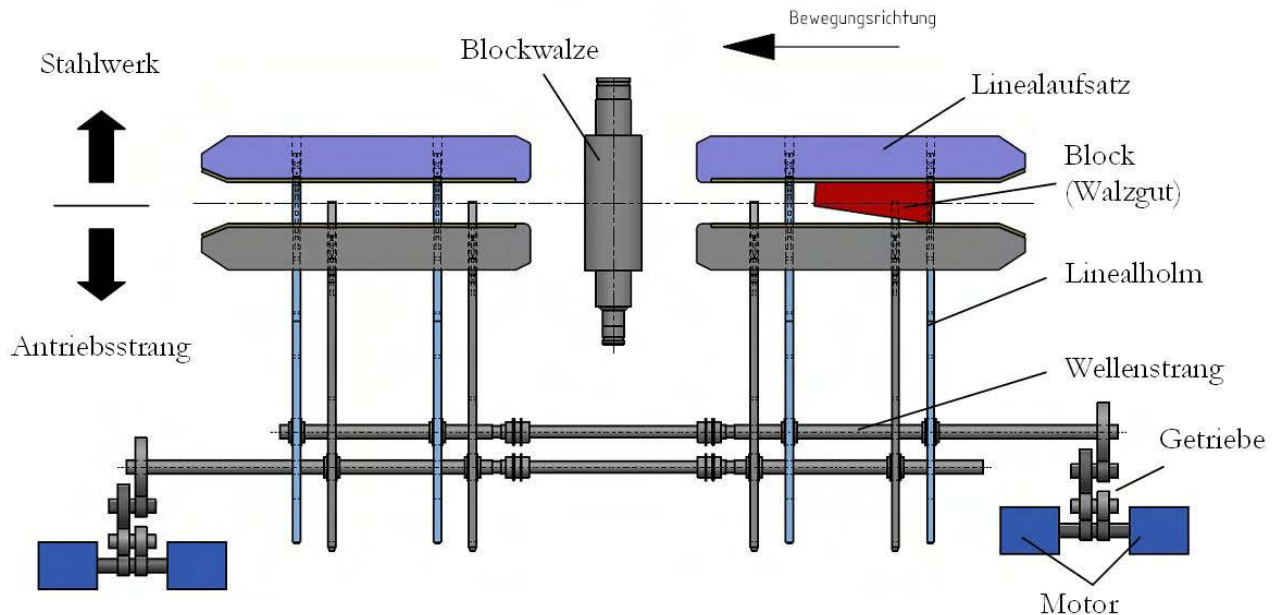


Abb. 1.1: Bestehender Blockgerüst-Linearantrieb

1.3.2 Technische Daten

Beide Antriebe verfügen über zwei Asynchrondrehstrommotore mit je $P = 50 \text{ kW}$ Leistung (somit ergibt sich eine Gesamtleistung $P_{mot} = 100 \text{ kW}$) und eine Nennantriebsdrehzahl von $n_{an} = 590 \text{ U/min}$.

Das motorseitige Nenndrehmoment lässt sich somit wie folgt berechnen:

$$P_{mot} = M_{mot} \cdot \omega \quad \text{Glg. (1.1)}$$

$$M_{mot} = \frac{P_{mot}}{\omega} = \frac{30 \cdot P_{mot}}{\pi \cdot n_{an}} \quad \text{Glg. (1.2)}$$

Es ergibt sich demnach ein motorseitiges Drehmoment $M_{mot} = 1610 \text{ Nm}$.

Durch das dazwischen geschaltete Stirnradgetriebe mit einer Übersetzung $i = 29,5:1$ ins Langsame ergibt sich an der Welle ein Nennmoment von $M_{ges} = 47,5 \text{ kNm}$ durch die Formel:

$$M_{ges} = M_{mot} \cdot i \quad \text{Glg. (1.3)}$$

$$n_{ab} = \frac{n_{an}}{i} \quad \text{Glg. (1.4)}$$

Die Nennabtriebsdrehzahl verringert sich somit auf $n_{ab} = 20 \text{ U/min}$.

Der Teilkreisdurchmesser des Holmenantriebsritzels beträgt $d_{tk} = 480 \text{ mm}$. Nun lässt sich auch die Klemmkraft pro Linealseite berechnen. Sie beträgt $F_k = 200 \text{ kN}$.

$$M_{ges} = F_k \cdot d_{tk} / 2 \quad \text{Glg. (1.5)}$$

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{ges}}{d_{tk}} \quad \text{Glg. (1.6)}$$

Die maximale Linealgeschwindigkeit ergibt sich zu $v_{max} = 0,5 \text{ m/s}$.

$$v_{max} = \omega \cdot r = \frac{n_{ab}}{60 \cdot 1000} \cdot d_{tk} \cdot \pi \quad \text{Glg. (1.7)}$$

In Abb. 1.2 ist der Verlauf des Nennmomentes im Wellenstrang über der Zeit dargestellt.

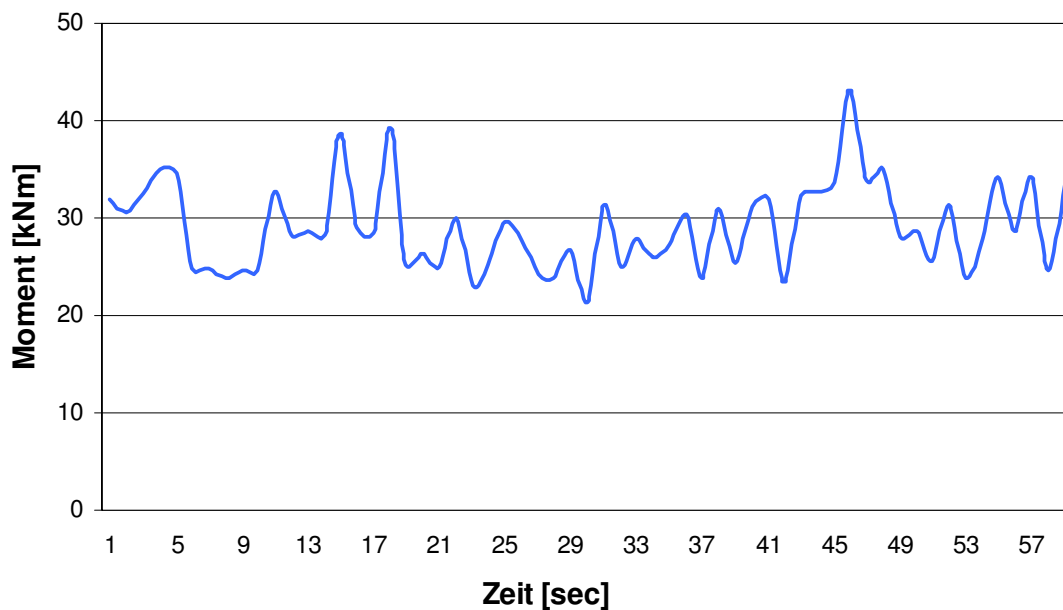


Abb. 1.2: Moment über der Zeit

1.3.3 Mögliche Ursache für den Wellenbruch

Bei der Entwicklung der existierenden Verschiebeeinrichtung umfassten die Aufgabengebiete, das Verschieben bzw. Führen der Blöcke und das Kanten der Blöcke. Während der Walzung kam es jedoch zu ungewollten Verformungen des Walzgutes (Verbiegung). Zur Begradigung der Blöcke ist die Richtarbeit (Manipulation) eingeführt worden. In der Richtarbeit wird die Hauptursache für die Wellenbrüche gesehen, dies begründet sich in der Verfahrensweise während der Manipulation. Hierbei werden, wie in Abb. 1.3 zu sehen ist, die beiden stahlwerkseitigen Linealaufsätze zur äußersten (obersten) Position gefahren (und verharren dort) und an ihnen wird mithilfe der antriebsseitigen Linealaufsätze das Walzgut angelegt. Anschließend werden die beiden antriebsseitigen Linealaufsätze an die innerste (unterste) Position gefahren und von dort aus nach oben hin mit $a = 1 \text{ m/s}^2$ beschleunigt bis sie eine Geschwindigkeit von $v_{max} = 0,5 \text{ m/s}$ erreichen und dann ungebremst auf das Walzgut treffen.

Durch diese Manipulation (Zusammenschlagen) kommt es nach dem Auftreffen der einlaufseitigen Lineale zu extrem hohen Reaktionskräften bzw. -momenten ($F = m \cdot v/t$, $M = F \cdot r$, nähert sich die Verzögerungszeit $t = „0“$ wird die Kraft F bzw. das Moment M unendlich groß). Ein weiteres Negativfaktum ist, dass die auslaufseitigen Lineale beim Zusammenschlagen der einlaufseitigen Lineale am Block auf keinen Widerstand treffen, dynamisch nachschwingen und sich die kinetische Energie im Wellenstrang abbauen muss.

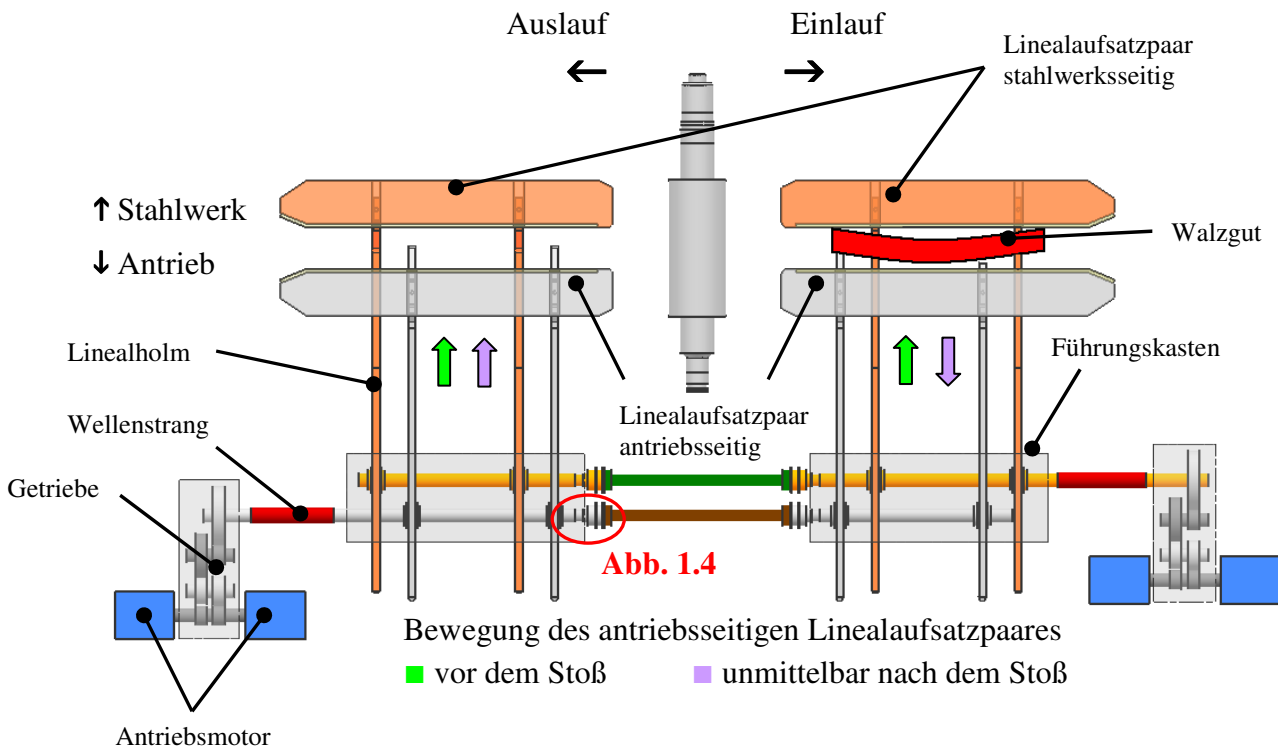


Abb. 1.3: Richten eines gebogenen Blockes

Das heißt kurz nach dem Stoß befindet sich der antriebsseitig einlaufseitige Linealaufsatz (mit einer Masse von einundzwanzig Tonnen) auf einer Abwärtsbewegung. Der antriebsseitig auslaufseitige Linealaufsatz ist jedoch auf kein Hindernis (Walzgut) gestoßen und befindet sich noch in der Aufwärtsbewegung. Dadurch kommt es zu einer unzulässig hohen Torsionsbeanspruchung des Wellenstrangs. Da der Linearantrieb nicht für diese Arbeit konzipiert wurde, kam es im Wellenstrang zu Verdrillungen, Anrissen und zu Wellenbrüchen.



Abb. 1.4: Bruch einer Arbeitswelle am Lagerpunkt

1.3.4 Bisherige Maßnahmen zur Vermeidung eines Anlagenausfalls

Wie in Abb. 1.5 zu sehen ist, bestehen die derzeitigen Wellenstränge aus vier einzelnen Wellen, nämlich einer Kurzwelle einer Vorgelegewelle und aus zwei Arbeitswellen, die mittels Kupplungen miteinander verbunden sind. Auf den Arbeitswellen befinden sich die Antriebsritzeln, die in die Zahnstangen der Linealholme eingreifen und dadurch die Linearbewegung der Lineale erzeugen.

Die Brüche traten zunächst an den Arbeitswellen auf. Der Grund für den Bruch an diesen Wellen ist, dass die Arbeitswellen durch ihre Bestückung mit mehreren Lagern, Ritzeln und Umlenkrollen für die Kantvorrichtung viele Querschnittsveränderungen aufweisen. Die Querschnittsveränderungen führen zu einer Kerbwirkung und zu einer Lebensdauererminderung.

Die Führung der Linealholme und somit auch der Arbeitswellen, die über die Ritzeln in diese eingreifen, befinden sich zum Schutz vor Verunreinigungen in einem Gehäuse. Bei einem Bruch einer solchen Arbeitswelle werden meistens mehrere Maschinenelemente in Mitleidenschaft gezogen. Es kommt zur Verbiegung der anderen Wellen und zu Schäden an den Lagern und Ritzeln.

Der Austausch und die Reparaturarbeiten nehmen daher meist ein bis zwei Tage in Anspruch. Während dieser Zeit ist die Anlage nicht einsatzbereit und die Arbeit im gesamten Betrieb kommt zum Erliegen.

Da man durch die damaligen Bruchbilder (die leider nicht dokumentiert worden sind) von einem Gewaltbruch ausging, versuchte man durch die Wahl zähere Wellenwerkstoffe die Brüche vorhersehbarer zu machen. Man ging von dem zuvor verwendeten spröderen Werkstoff 42CrMo4 zu dem zäheren S355JR (St52) über. Der Nachteil hierbei war allerdings, dass es durch die Verdrillung der Wellen zu einem Versatz zwischen den Linealholmen kam und die erwünschten Toleranzen nicht mehr eingehalten werden konnten.

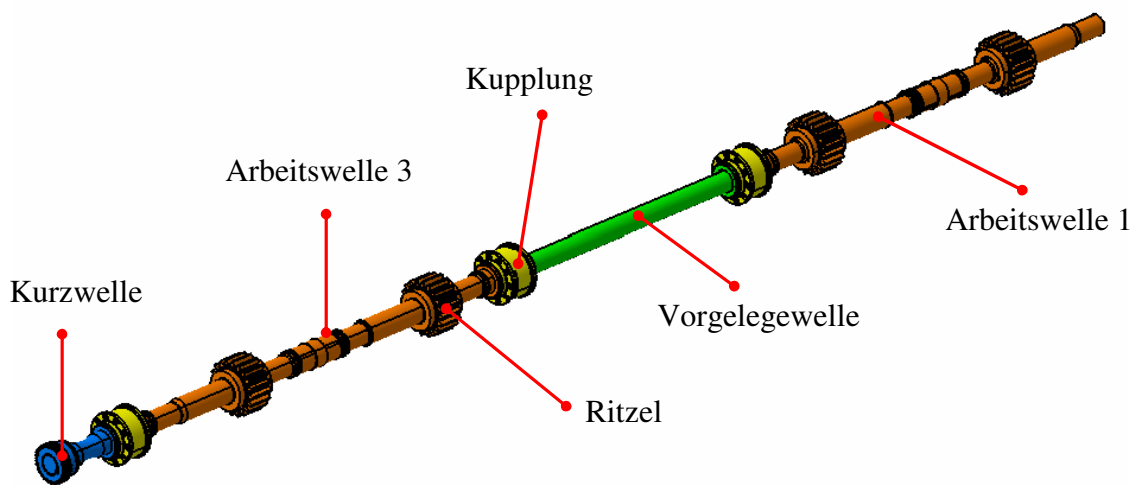


Abb. 1.5: Wellenstrang

In einem weiteren Schritt wurde die Gestalt der Kurzwelle dahingehend verändert, dass sie nun (durch das Verjüngen der Welle nach innen hin) als Sollbruchstelle dient (Abb. 1.6).

Zu hohe Kräfte führen jetzt zur Verbiegung und zur Verdrillung der Kurzwelle. Die Verbiegung wird mit zwei Induktivgebern (Abstandssensoren) gemessen und bei einer unzulässig hohen Verformung einer der Kurzwellen wird der Austausch eingeplant noch bevor es zum Gewaltbruch kommt. Der Vorteil hierbei ist, dass die Kurzwelle kostengünstig ist und durch ihre gute Zugänglichkeit ein Austausch in nur einigen Stunden von statten gehen kann.

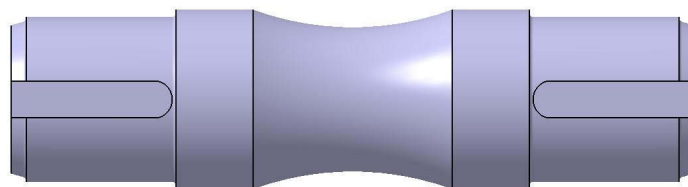


Abb. 1.6: Kurzwelle

Mit den bisher getroffenen Maßnahmen ist es möglich, viele, jedoch nicht alle drohenden Wellenbrüche vorzeitig zu erkennen und die nötigen Sanierungsmaßnahmen im Voraus zu planen. Ein weiterer Nachteil ist, dass sich der Verbrauch an Wellen und der Instandhaltungsaufwand deutlich erhöht haben.

Um in Zukunft einen Ausfall des Linearantriebes zu vermeiden, ist eine Modernisierung nötig, welche die momentan herrschenden Kräfte berücksichtigt.

1.4 Stand der Technik bei linearen Übertragungselementen

Die Hauptaufgabe der Verschiebeeinrichtung ist die lineare Verschiebung der Blöcke. Für die Erzeugung dieser translatorischen Bewegung gibt es mehrere Lösungsvarianten, die sich mehr oder minder stark unterscheiden.

Linearkomponenten dienen der linearen Verschiebung von Maschinenkomponenten und Gütern. Die meisten setzen hierzu eine Drehbewegung einer Antriebswelle in eine translatorische Bewegung um. Zum Einsatz kommen Gewindespindel, Zahnstangen und Linearriemen. Hierfür sind aber auch Linearmotoren und Pneumatik- bzw. Hydraulikzylinder geeignet. Die meisten linearen Übertragungselemente haben konstruktionsbedingt einen begrenzten Verfahrweg. Eine Ausnahme sind Zahnstangen, sie ermöglichen bei entsprechender Anordnung der Zahnstangensegmente eine sehr lange Distanz. Sie eignen sich insbesondere für zyklische, wiederkehrende und hochdynamische Aufgaben. Als Antriebe werden vorwiegend Servoantriebe eingesetzt. Folgend werden die gängigsten linearen Übertragungselemente beschrieben.

1.4.1 Gewindespindel

Ein Gewindespindeltrieb besteht aus einer motorgetriebenen Spindel (Welle mit spiralförmiger Führung), deren Mutter mit dem Aufsatz verbunden ist. Das Umsetzungsverhältnis von Rotation zu Translation wird über die Spindelsteigung bestimmt. Durch Federvorspannung der Mutter kann das Umkehrspiel minimiert werden. Die gängigsten Spindelbauarten sind Trapezspindel, Kugelumlaufspindel (Abb. 1.7) und Rollspindel (Abb. 1.8).

Trapezgewindespindeln sind selbsthemmend, weisen daher eine höhere Reibung als Kugelumlaufspindeln auf, was sich auf die Geschwindigkeit, Antriebsleistung und Lebensdauer auswirkt.

An den Spindelwellen entsteht eine Axialkraft, die von den Antriebskomponenten aufgenommen werden muss. Bei langen Spindeln kann es zu biegekritischen Drehzahlen kommen, die unbedingt vermieden werden müssen.



Abb. 1.7: Kugelgewindetrieb [21]



Abb. 1.8: Rollengewindetrieb [21]

1.4.2 Zahnstangen

Hierbei handelt es sich um ein auf einer Antriebswelle befindliches Zahnrad (Ritzel), welches in eine Zahnstange eingreift und diese durch Rotation zu einer Linearbewegung zwingt. Durch das Montieren von Zahnstangensegmenten ist es möglich, längere Verfahrswege zu realisieren. Das Antriebsritzel verfährt dabei auf der Zahnstange. Die Last befindet sich auf einem Wagen, der mit dem Ritzel verbunden ist. Durch das Verwenden zweier gegeneinander verspannter, paralleler Ritzel kann das Spiel reduziert werden und dadurch eine Erhöhung der Positioniergenauigkeit erreicht werden. Infolgedessen nehmen aber der Verschleiß und die Kosten zu.

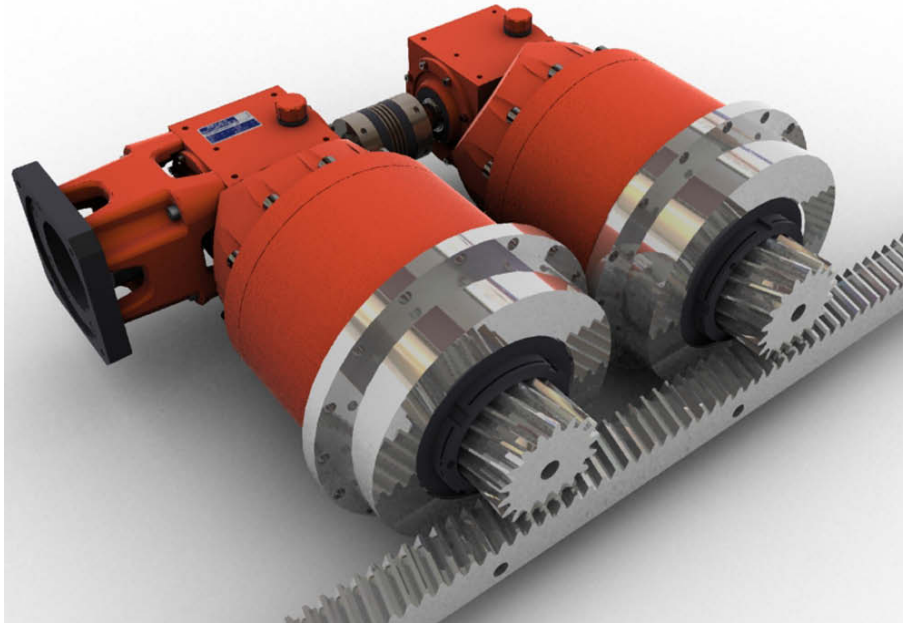


Abb. 1.9: Vorgespannte Tahnstangen-Ritzel-Antrieb [24]

1.4.3 Linearriemen

Die Kraftübertragung erfolgt formschlüssig und schlupffrei. Dazu sind Spannplatten mit einem genauen Zahnprofil notwendig. Die Antriebseinheit kann auf zwei Arten angeordnet sein: Am Ende einer Vorschubstrecke starr befestigt oder auf einem Wagen beweglich mitgeführt. Bei der Standardausführung treibt ein Treibrad den umlaufenden Zahnriemen, auf den sich die Last befindet, an.

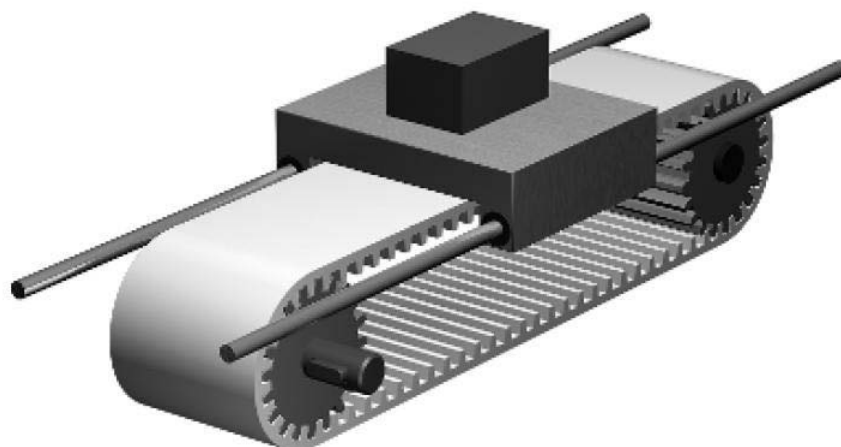


Abb. 1.10: Umlaufender Linearriemen [5]

Eine andere Variante stellt die Omegaanordnung dar (Abb. 1.11). Sie wird für Lineareinheiten mit großen Wegstrecken verwendet, wo ein umlaufender Riemen aufgrund der Riemenlänge ausscheidet. Durch den Wegfall des Untertrummes ergibt sich nur eine halb so große Riemendehnung gegenüber dem umlaufenden Riemen.

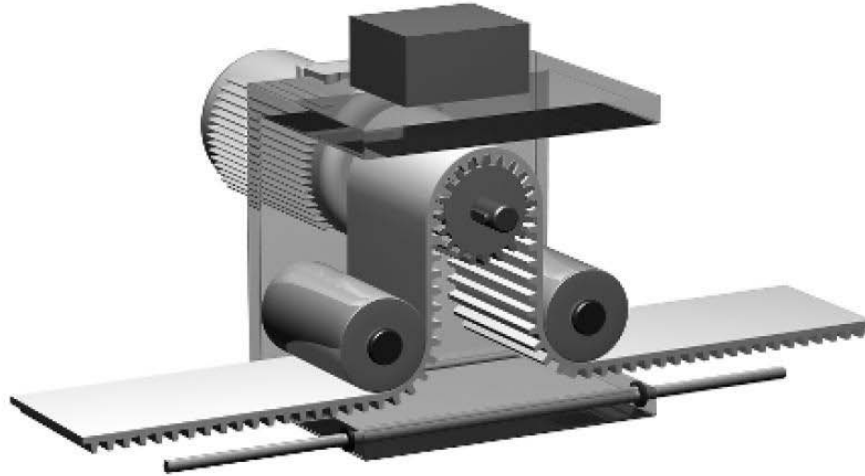


Abb. 1.11: Omegariemen mit feststehendem Antrieb [5]

1.4.4 Hydraulikzylinder

Der Hydraulikzylinder setzt die hydrostatische Energie, die in der Hydraulikflüssigkeit steckt, in eine geradlinig wirkende Bewegung (Kraft) um. Als Energiequelle dienen dabei Hydraulikpumpen bzw. Hydrospeicher. Die Vorteile der Hydraulik liegen in der stufenlosen Geschwindigkeitsregelung und in der einfachen Erzeugung großer Kräfte und Drehmomente.

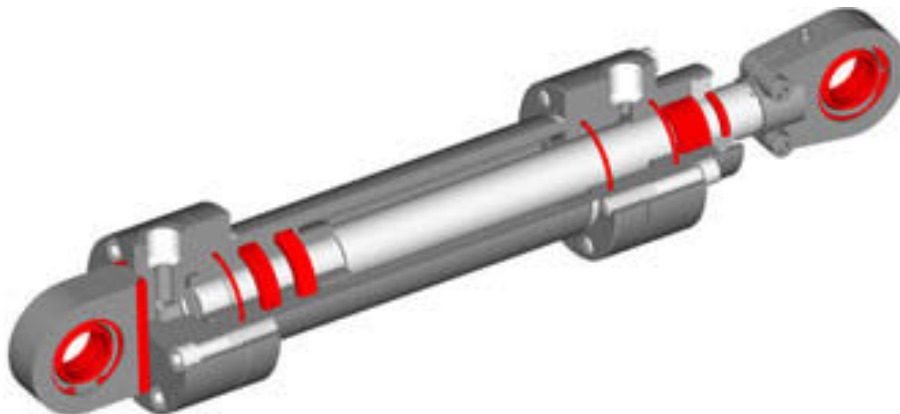


Abb. 1.12: Hydraulikzylinder [36]

1.4.5 Linearmotor

Der Linearmotor erzeugt die Linearbewegung direkt aus dem Zusammenspiel von Magnetfeld und Motorstrom. Als Modellvorstellung dient die Abwicklung des Drehfeldes auf eine Ebene. Gegenüber den rotierenden Varianten ergeben sich entscheidende Vorteile. Das wären zum Beispiel eine hohe Steifigkeit durch das Vermeiden von mechanischem Spiel bzw. von mechanischer Elastizität sowie die Reduzierung der bewegten Masse durch den Wegfall von Getrieben und anderen Antriebselementen, wie etwa Riemen und Wellen.

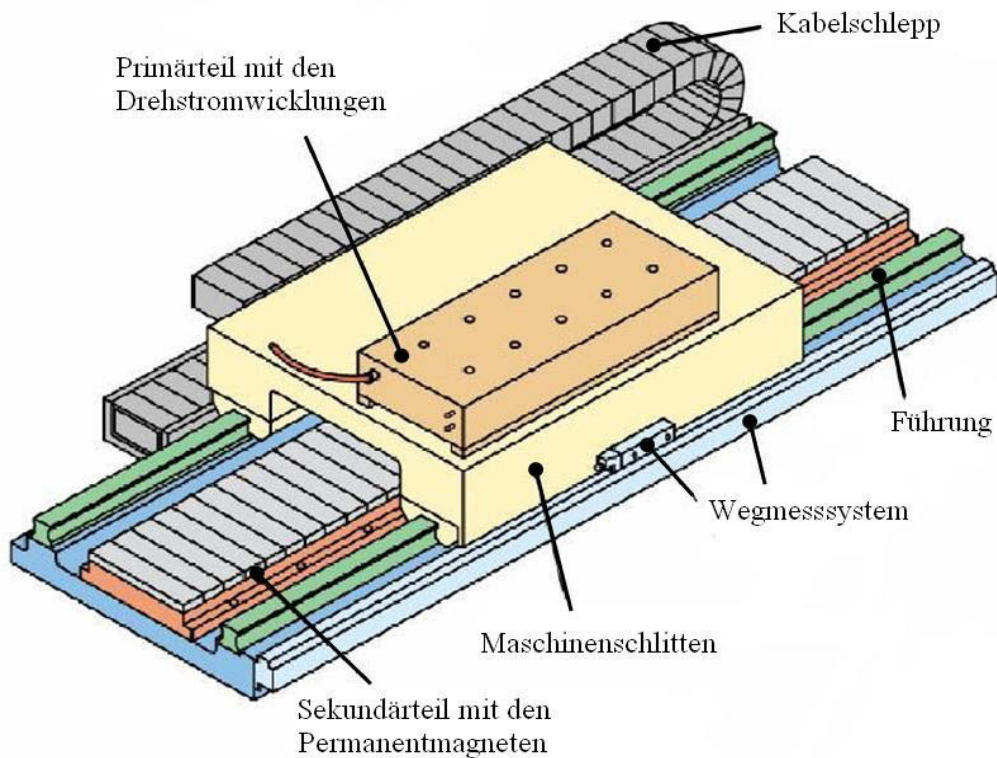


Abb. 1.13: Linearmotor [13]

2 Lösungsvarianten

2.1 Lösungsvariante 1 „Hydraulisches Konzept“

Hydraulische Antriebe sind Energieumformer und können als Hydraulikzylinder für Linearbewegung oder als Hydraulikmotor für Drehbewegung ausgeführt werden. Als Arbeitsmedium wird zumeist Öl verwendet. Zur Energiedosierung stehen Ventil- oder Pumpensteuerung zur Verfügung.

Werden die hydraulischen Antriebe in Regelkreisen betrieben, nennt man sie servohydraulische Antriebe. Als Regelgrößen dienen hydraulische Größen, wie Volumenstrom und Druck, oder mechanische Größen, wie Kraft, Beschleunigung, Geschwindigkeit und Weg für Linearbewegung bzw. Drehmoment, Winkelbeschleunigung, Winkelgeschwindigkeit und Drehwinkel für Drehbewegung.

Die in der vorliegenden Arbeit behandelte hydraulische Antriebsvariante ist in Abb. 2.1 dargestellt. Hierbei wird vorgesehen, dass jeder Linealholm durch einen separaten Hydraulikzylinder bewegt wird. Das bedeutet, dass jeder Linealaufsatz durch ein Zylinderpaar angetrieben wird. Der Vorteil hierbei ist, dass jeder Linealaufsatz unabhängig von den anderen drei Aufsätzen bewegt werden kann. Das Ziel ist es, alle Hydraulikzylinder auf derselben Seite des Antriebsstrangs zu positionieren. Diese Zentralisierung hat mehrere Vorteile. Aus wirtschaftlicher Sicht ist eine Aufteilung der Hydraulikzylinder auf beide Antriebsseiten nicht vorteilhaft, da der benötigte Platz für die Zylinder und Hydraulikkomponenten auf der Stahlwerksseite nicht gegeben ist bzw. nur mit erheblichen Kosten realisierbar ist. Ein weiterer Grund ist, dass sich durch die Zusammenlegung der Zylinder auf die Antriebsstrangseite wirtschaftliche Vorteile ergeben, da die benötigten Hydraulikpumpen und anderen Komponenten zentralisiert werden können. Aus technischer Sicht ergeben sich Vorteile, da die Regelung zusammengefasst werden kann bzw. durch kürzere Leitung schnellere Reaktionszeiten ermöglicht werden. Weiters ist es möglich, die bestehenden Lineale in ihrer jetzigen Form beizubehalten und dadurch Kosten einzusparen.

Durch die zu erwartenden hohen Kräfte besteht die Gefahr, dass die Lineale bzw. die Zylinder ausknicken. Daher wird empfohlen die bestehenden Führungssysteme und den bestehenden Führungskasten in der momentanen Form beizubehalten. Um einen Gleichlauf der Hydraulikzylinder zu gewährleisten bzw. zu erzwingen, ist es sinnvoll die Arbeitswellen, die über die Ritzel in die Lineale eingreifen, zu behalten. Ein weiterer Nutzen der Beibehaltung der Arbeitswellen ist, dass bei außermittigem Auftreffen des Linealaufsatzes auf das Walzgut eine bessere Verteilung der wirkenden Kräfte auf die einzelnen Zylinder des jeweiligen Zylinderpaars erfolgt.

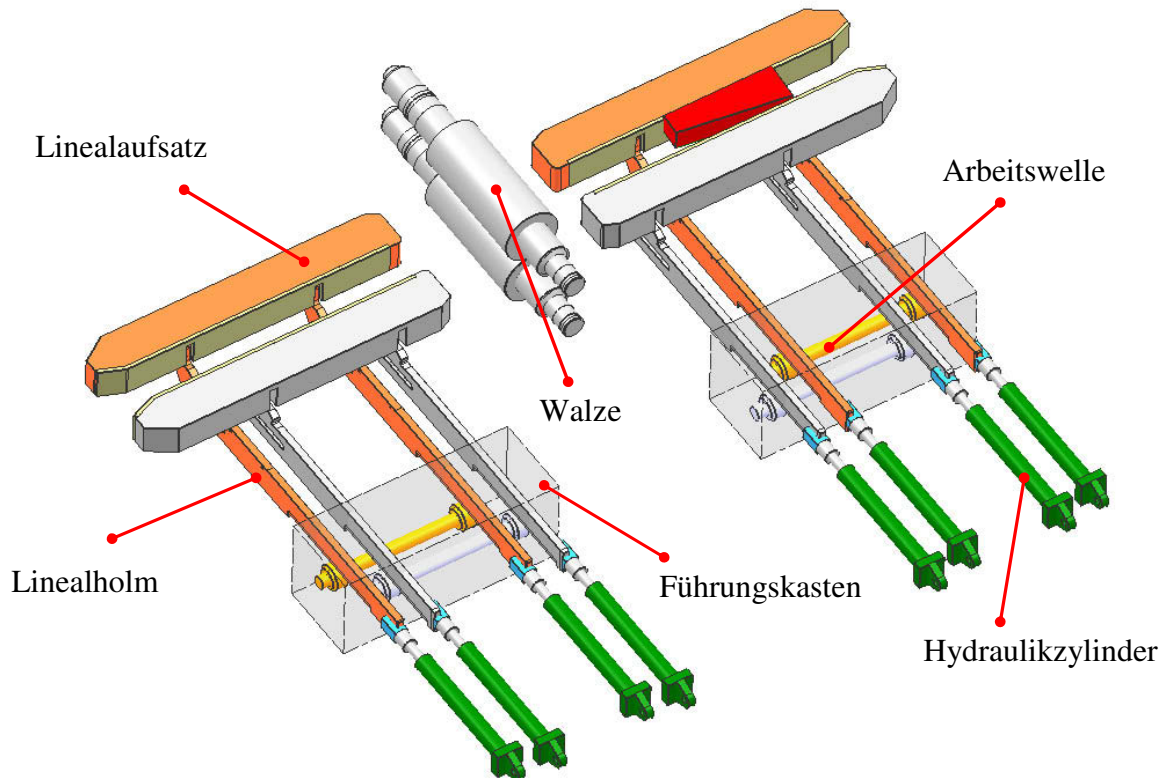


Abb. 2.1: Hydraulische Antriebsvariante

Um die später folgende technische und wirtschaftliche Bewertung durchführen zu können, ist eine grobe Wahl der Hydraulikkomponenten zu treffen. Deshalb erfolgt in den nachfolgenden Kapiteln die Berechnung der erforderlichen Hydraulikzylinder und des Systemdrucks, die Wahl der benötigten Hydraulikpumpen. Weiters wird die Hydraulikflüssigkeit bestimmt und ermittelt, ob die Verwendung von Hydrospeichern sinnvoll ist.

2.1.1 Auslegung des Hydraulikzylinders

Die bisherige Anlage ermöglicht eine Klemmkraft von $F_{kb} = 199 \text{ kN}$, diese Kraft soll auch durch vom hydraulischen Konzept aufgebracht werden. Der Linealaufsatz wird bei der Richtarbeit innerhalb der Zeit t_i abgebremst. Dadurch steigt die im System wirkende Kraft auf das zehnfache.

Da das Walzgut nicht immer mittig am Linealaufsatz anliegt, ergibt sich eine ungleiche Verteilung der wirkenden Kraft auf die Hydraulikzylinder, die den Linealaufsatz bewegen. Durch die Beibehaltung der Arbeitswellen wird diese ungleiche Verteilung reduziert. Durch das einführen eines Ungleichmäßigkeitsfaktor u wird versucht, die unterschiedliche Belastung der Hydraulikzylinder zu berücksichtigen. Die so wirkende Maximalkraft pro Zylinder beträgt $F_{max,z} = 1194 \text{ kN}$ und wird mittels Glg. (2.1) bestimmt.

$$F_{\max,z} = \frac{F_{\max}}{2} \cdot u \quad \text{Glg. (2.1)}$$

Bei diesen hohen Kräften und einen benötigten Zylinderhub $l_h = 2300 \text{ mm}$ kann es zu Stabilitätsproblemen durch Knickung kommen. Daher wird der erforderliche Durchmesser d_{erf} für eine geforderte Knicksicherheit S_K berechnet. Die freie Knicklänge des Hydraulikzylinders beträgt im ausgefahrenen Zustand das Doppelte der Hublänge $l_K = 2 \cdot l_h$. Das erforderliche Flächenmoment 2. Grades wird durch die Glg. (2.2) bestimmt und beträgt $I_y = 31 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$.

$$I_y = \frac{F_{\max,z} \cdot S_K \cdot l_K^2}{\pi^2 \cdot E} \quad \text{Glg. (2.2)}$$

Der erforderliche Kolbenstangendurchmesser wird anhand der Glg. (2.3) berechnet und beträgt $d_{\text{erf}} = 158 \text{ mm}$.

$$I_y = \frac{\pi \cdot d_{\text{erf}}^2}{64} \rightarrow d_{\text{erf}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I_y}{\pi}} \quad \text{Glg. (2.3)}$$

Deshalb wird ein Hydraulikzylinder mit einem Kolbendurchmesser $D_K = 280 \text{ mm}$ und einem Kolbenstangendurchmesser $d_K = 160 \text{ mm}$ vorgeschlagen. Der wirkende hydraulische Druck an der Kreisringfläche ergibt sich anhand Glg. (2.4) zu $p_h = 288 \text{ bar}$. Der wirkende Druck am Kolbendurchmesser ergibt sich zu $p_D = 195 \text{ bar}$.

$$p_h = \frac{F_{\max,z}}{A_o} = \frac{F_{\max,z} \cdot 4}{(D_K^2 - d_K^2) \cdot \pi} \quad \text{Glg. (2.4)}$$

Es wird daher ein Hydrauliksystem mit $p_s = 300 \text{ bar}$ empfohlen. Die dafür erforderlichen Komponenten werden in den nachfolgenden Kapiteln ausgewählt.

2.1.2 Auswahl der Hydropumpe

Die Hauptaufgabe der Hydropumpen ist es, mechanische Energie (Drehmoment) in hydraulische Energie (Volumenstrom, Druck) umzuformen. Alle Hydropumpen arbeiten nach dem Verdrängungsprinzip. Hierbei bilden sie mechanisch abgedichtete Kammern, in denen sie Flüssigkeit von der Saugseite (Eingangsseite) zur Druckseite (Ausgangsseite) transportieren. In Tab. 2.1 sind einige Hydropumpenbauarten mit ihren wichtigsten Betriebsgrößen aufgelistet.

Bauart	Betriebsdruck p_{max} [bar]	Drehzahl n [U/min]	Viskosität η [mm ² /s]	Wirkungsgrad η_{ges} [-]
Einfache Außenzahnradpumpe	≤ 100	500 – 3000	40 – 80	0,6 – 0,8
Druckkompensierte Außenzahnradpumpe	≤ 250	500 – 3000	40 – 80	0,8 – 0,9
Druckkompensierte Innenzahnradpumpe	≤ 300	500 – 3500	40 – 80	0,8 – 0,9
Flügelzellenpumpe	70 – 175	500 – 5000	30 – 50	0,7 – 0,8
Drehflügelpumpe	≤ 230	500 – 2000	30 – 50	0,7 – 0,9
Axialkolbenpumpe Schrägscheibenbauart	150 – 400	500 – 3000	30 – 50	0,85 – 0,9
Axialkolbenpumpe Schrägachsenbauart	250 – 400	500 – 3000	30 – 50	0,85 – 0,9
Radialkolbenpumpe	300 – 700	1000 – 2000	20 – 50	0,85 – 0,9

Tab. 2.1: Betriebsgrößen gebräuchlicher hydrostatischer Pumpen [1]

Aufgrund des erforderlichen Mindestdrucks von 300 bar grenzt sich die Auswahl der möglichen Hydromaschinen auf die Kolbenmaschinen ein. Zur Auswahl stehen neben der Radialkolbenpumpe auch die Axialkolbenpumpen mit Schrägscheibenbauart und Schrägachsenbauart.

Weitere Faktoren, die es zu beachten gilt, sind:

- das Betriebsmedium
- die minimalen und maximalen Betriebstemperaturen
- die minimale und maximale Viskosität
- die Antriebsart

Recherchen über die Unterschiede der beiden Axialkolbenpumpen haben die in Tab. 2.2 zusammengefassten Ergebnisse geliefert.

Schrägscheibenbauart A4VSO	Schrägachsenbauart A7VO
+ Verstellpumpe für hydrostatische Antriebe im offenen Kreislauf	+ Verstellpumpe für hydrostatische Antriebe im offenen Kreislauf
+ Stufenlose Volumenstromänderung.	+ Einsatz in mobilen und stationären Anwendungsbereichen
+ Gutes Ansaugverhalten	+ Der Volumenstrom ist stufenlos von $q_{v \max}$ bis $q_{v \min} = 0$ verstellbar
+ Niedriger Geräuschpegel	+ Große Auswahl an Regel- und Verstelleinrichtungen
+ Hohe Lebensdauer	+ Kurzbauendes, robustes Lagersystem mit hoher Lebensdauer
+ Baukastensystem	
+ Kurze Regelzeiten	
+ Variable Durchtriebsmöglichkeiten	
+ Beliebige Einbaulage	

Tab. 2.2: Merkmale unterschiedlicher Axialkolbenpumpen „Bosch Rexroth AG“ [35]

Weitere Recherchen haben die in Tab. 2.3 zusammengefassten Resultate geliefert.

Schrägscheibenbauart	Schrägachsenbauart
Vorteil: + kostengünstig + einfach und kompakt + einfache Ölführung im Gehäuse + hohe Verstelldynamik, kurze Stellzeit für volumetrische Steuerung + hohe Lebensdauer + unanfällig gegen Drehschwingungen	Vorteil: + keine Arbeitsquerkräfte am Kolben, daher gutes Anlaufverhalten + höherer Drehzahl wegen längerer Kolbenführung + größeres theoretisches Verdrängungsvolumen + niedrigere Geräuschemission
Nachteil: - Querkräfte und Kippmoment begrenzen den Schwenkwinkel - niedrigere zulässige Drehzahl - kleineres theoretisches Verdrängungsvolumen	Nachteil: - komplizierte Bauart - aufwändige Ölführung - niedrigere Stellgeschwindigkeit - störanfällig bei Drehschwingungen
Anwendung: • Verstellpumpe und Konstantmotor	Anwendung: • weniger als Pumpe – eher wegen des guten Anlaufens als Motor

Tab. 2.3: Eigenschaften und Anwendung von Axialkolbenmaschinen [1], [3], [4]

Aufgrund der besseren Eigenschaften, wie hohe Lebensdauer, Baukastensystem und kurze Regelzeiten und dem günstigeren Preis, wird vorgeschlagen eine Axialkolbenpumpe mit Schrägscheibenbauweise zu benutzen.

2.1.2.1 Axialkolbenpumpe Schrägscheibenausführung

Der Antrieb des in Abb. 2.2 dargestellten Zylinderblocks [1] erfolgt über die Triebwelle [2] mittels Kerbzahnprofil [3]. Bei der Drehung des Zylinderblocks erfahren die Kolben [4] durch die nichtumlaufende schwenkbare Schrägscheibe [5] eine Hubbewegung. Zur Verringerung der örtlichen Flächenpressung erfolgt die Kolbenabstützung mittels kugelig abgelenkter Gleitschuhe [6]. Die Zu- und Abführung der Flüssigkeit erfolgt über die Steuerscheibe [7] mit zwei nierenförmigen Steueröffnungen. Weiters dient die Steuerscheibe als Axiallager.

Der Kolbenhub h und somit auch das Fördervolumen V werden über den Verstellwinkel α , eingestellt. Die Hilfspumpe (Zahnradpumpe) [10] erfüllt neben der Aufgabe als Speisepumpe für den geschlossenen Kreislauf auch jene der Steuerpumpe für die hydraulische Pumpenverstellung. Des Weiteren ist eine hydraulische Verstelleinrichtung [11] aufgebaut.

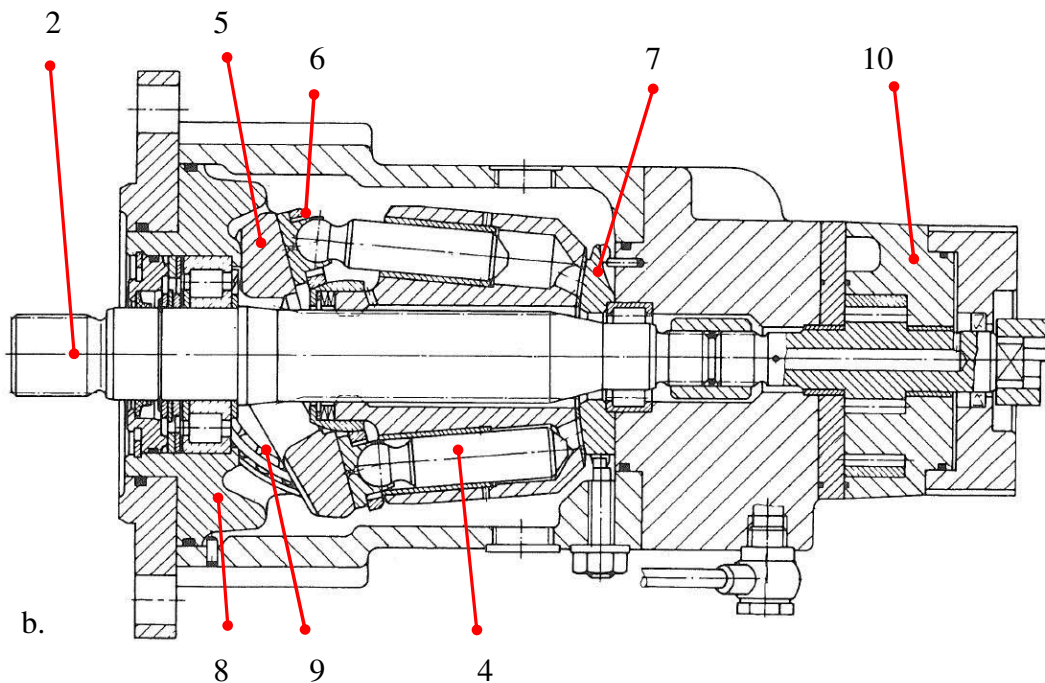
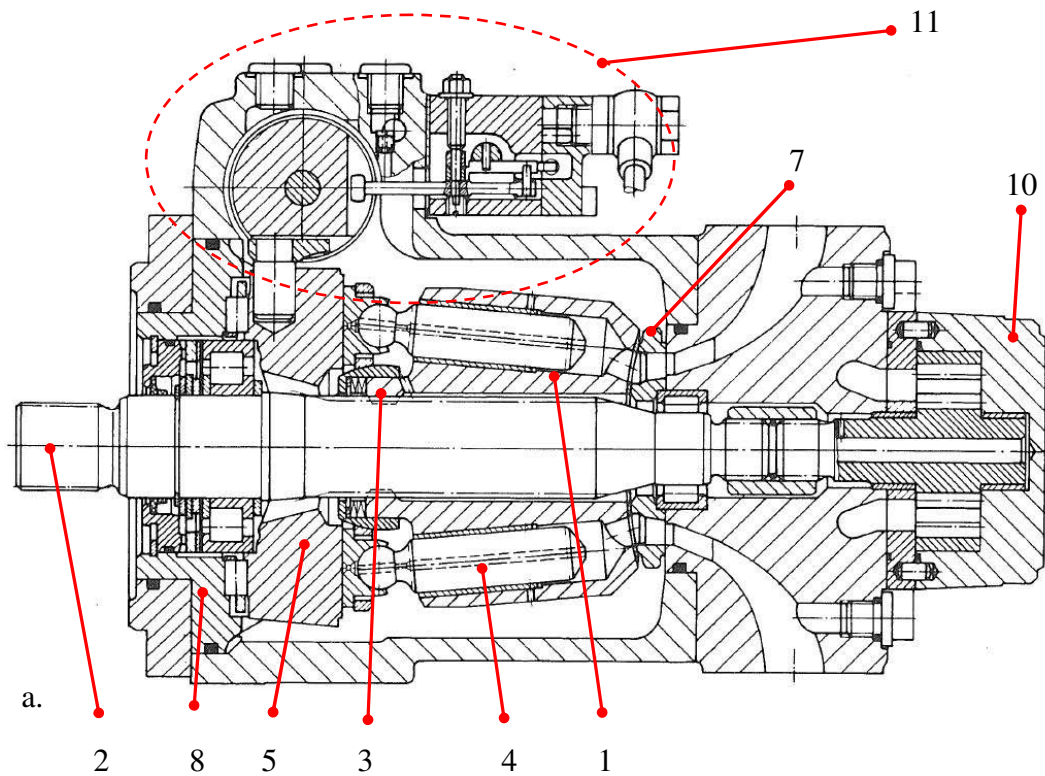


Abb. 2.2: Axialkolbenpumpe Schrägscheibenbauweise (Verstellpumpe A4V Bosch Rexroth);
a.) Längsschnitt in Schwenkachse, ohne Durchtrieb;
b.) Längsschnitt senkrecht zur Schwenkachse, mit Durchtrieb [1]

2.1.3 Auswahl der Druckflüssigkeit

Die Druckflüssigkeiten sind die Energieträger in einem Hydrauliksystem. Ihre primäre Aufgabe ist es, den Druck und die Leistung durch Volumenschluss zu übertragen. Sekundäre Aufgaben sind z.B. die Minimierung von Reibung und Verschleiß sowie der Korrosionsschutz und die Wärmeabfuhr. Wie in Tab. 2.4 zu sehen ist, gibt es für die unterschiedlichen Anwendungsgebiete unterschiedliche Druckflüssigkeiten.

Anwendungsgebiet	einsetzbare Druckflüssigkeiten *	Betriebsdruck max [bar]	Umgebungstemperatur [°C]
Fahrzeugbau	1-2-3	250	-40 bis 60
Mobile Arbeitsmaschinen	1-2-3	315	-40 bis 60
Sonderfahrzeuge	1-2-3-4	250	-40 bis 60
Land- und Forstmaschinen	1-2-3	250	-40 bis 50
Schiffbau	1-2-3	315	-60 bis 60
Flugzeugbau	1-2-5	210	-65 bis 60
Fördertechnik	1-2-3-4	315	-40 bis 60
Werkzeugmaschinen	1-2	200	18 bis 40
Pressen	1-2-3	630	18 bis 40
Hütten- und Walzwerke	1-2-4	315	10 bis 150
Stahlbau	1-2-3	220	-40 bis 60
Kraftwerksbau	1-2-3-4	250	-10 bis 60
Bergbau	1-2-3-4	1000	bis 60
Sondertechnik	2-3-4-5	250	-65 bis 150

*) 1 = Mineralöle; 2 = synthetische Druckflüssigkeiten; 3 = umweltfreundliche Druckflüssigkeiten; 4 = Wasser, HFA, HFB; 5 = Sonderflüssigkeiten

Tab. 2.4: Anwendungsgebiete hydraulischer Druckflüssigkeiten [2]

In diesem Fall handelt es sich um ein Walzwerk, wodurch sich die Auswahl der Druckflüssigkeiten auf die Mineralöle, synthetische Druckflüssigkeiten und auf das Wasser reduziert.

Die Anforderungen an die Druckflüssigkeit sind eine hohe Inkompressibilität, gute Schmiereigenschaften, Alterungsbeständigkeit und der Verschleißschutz. Diese Eigenschaften liefern die in Tab. 2.5 zusammengefassten mineralischen Druckflüssigkeiten.

Anforderung	Prüfung	Hydrauliköltyp			
		HPL 22	HPL 32	HPL 46	HPL 68
Kennzeichnung DIN 51502					
Viskositätsklasse DIN 51519	---	ISO VG22	ISO VG32	ISO VG46	ISO VG68
Kinematische Viskosität bei 0°C	DIN 51561	190	320	570	990
bei 40°C	DIN 51562 T.2	22	32	46	68
bei 100°C	DIN 51569	4,3	5,5	6,9	8,8
Viskositätsindex	DIN ISO 2909	104	107	105	102
Pourpoint °C	DIN ISO 3016	-27	-30	-27	-24
Flammpunkt nach Cleavland °C	DIN ISO 2592	205	215	225	235
Korrosionsschutzeigenschaften gegenüber Stahl	DIN 51585	Korrosionsgrad DIN 51585-0-A			
Korrosionswirkung auf Kupfer	DIN 51759	Korrosionsgrad 1 DIN 51759-100 A3			
Alterungsverhalten Nach 1000 h mg KOH/g	DIN 51587	< 2,0			
Luftabscheidevermögen (LAV) Bei 50°C	DIN 51381	3	4	5	9
Schaumverhalten	DIN 51566	50/0			
Dichte bei 15°C g/ml	DIN 51757	0,864	0,870	0,875	0,877

Tab. 2.5: physikalische Eigenschaften von HLP Drückflüssigkeiten [4]

Gewählt wurde wegen der ausreichend guten Eigenschaften und der Tatsache, dass dies das gängige Hydrauliköl in der Böhler Edelstahl GmbH & Co KG ist, die Druckflüssigkeit HPL 46.

Eigenschaften Hydrauliköl HPL 46

- + Gute Alterungsbeständigkeit
- + Mit antikorrosiven, schaum- und verschleißhemmenden Zusätzen
- + Herausragende Verschleißschutzeigenschaften und gute Filtrierbarkeit
- + Hohe thermische Beständigkeit
- + Sorgt für eine saubere Hydraulik
- + Enthält Wirkstoffe zur Erhöhung der Alterungsbeständigkeit des Korrosionsschutzes und der EP-Eigenschaften

Hier steht das *H* für Hydrauliköl, das *P* für den Verschleißschutz und das *L* für Wirkstoffzusätze zum Korrosionsschutz und zur Alterungsbeständigkeit.

2.1.4 Auswahl des Hydrospeichers

Hydrospeicher, auch Druckspeicher genannt, sind geschlossene Behälter, die zur Aufnahme von unter Druck stehenden Fluiden ausgelegt sind. Sie sind dazu bestimmt Druckflüssigkeiten aufzunehmen, zu speichern und bei Bedarf der Anlage wieder zur Verfügung zu stellen.

Die Aufgaben von Hydrospeichern in Hydroanlagen sind sehr vielfältig, wie z.B.:

- Sekundäre Energiequelle und Energiespeicher für Anlagen, bei denen periodisch kurzzeitig große Druckflüssigkeitsmengen benötigt werden
- Not- und Sicherheitsfunktion bei Ausfall der Energieversorgung
- Dämpfung von Schwingungen, Fluktuationen, Pulsationen und Stößen sowie von Geräuschen
- Leckölausgleich in abgesperrten Leitungen bei hydraulischen Spannvorrichtungen
- Volumenstromausgleich bei Druck- und Temperaturschwankungen
- Energierückgewinnung (Bremsenergie)

Die wichtigste Aufgabe im Zusammenhang mit diesem Projekt ist die Energiespeicherung. Der in Abb. 2.3 gezeigte Weg-Verlauf eines der Lineale über die Zeit lässt erkennen, dass die maximale Leistung nur kurzzeitig erforderlich ist. Die hydraulische Anlage muss nun für diese kurzzeitige Maximalbelastung ausgelegt werden.

Die Pumpenleistung kann durch den Einsatz von hydrostatischen Speichern auf einen mittleren Bedarf gesenkt werden. Während der Höchstbelastung wird der erforderliche Volumenstrom dem Hydrospeicher entnommen. Ist der benötigte Volumenstrom in den darauffolgenden Arbeitszyklen kleiner als der Pumpenvolumenstrom, wird mit dem Überschuss der Speicher wieder vollgefüllt. Die Vorteile sind neben der geringeren Leistung der kleineren und somit günstigeren Hydropumpe auch die Lebensdauererhöhung und die Wirtschaftlichkeit.

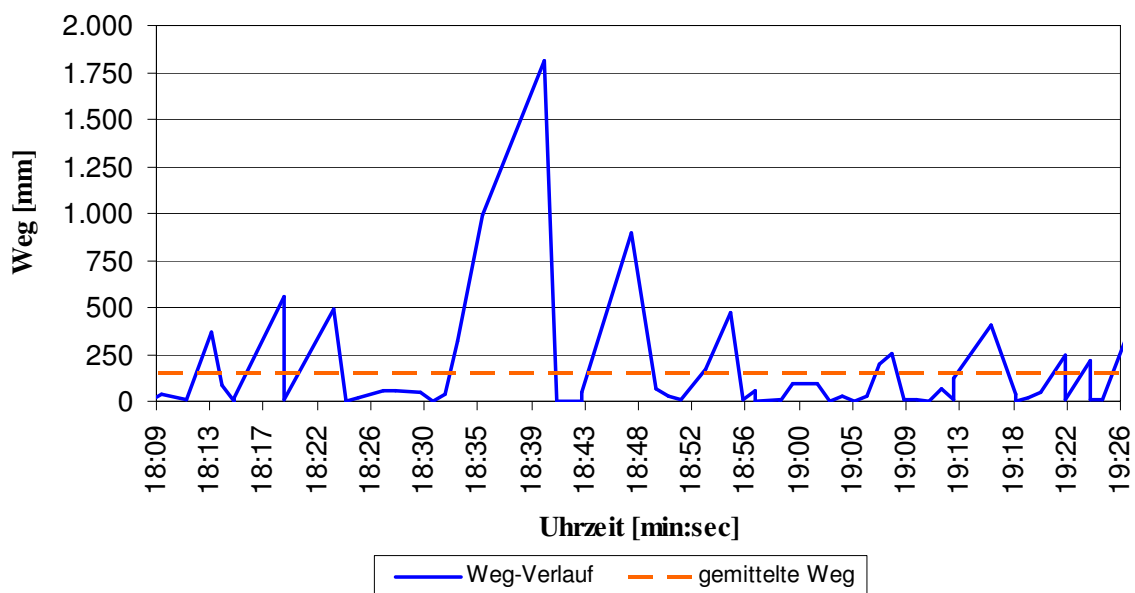


Abb. 2.3: Weg-Zeit-Verlauf eines der Lineale

2.1.4.1 Bauarten von Hydrospeicher

Da die Kompressibilität von Hydraulikflüssigkeiten möglichst gering sein sollte, ist eine unmittelbare Speicherung durch das Komprimieren der Flüssigkeit technisch nicht möglich. Daher wird entweder ein anderes Medium unter Spannung gesetzt oder ein Gewicht gehoben.

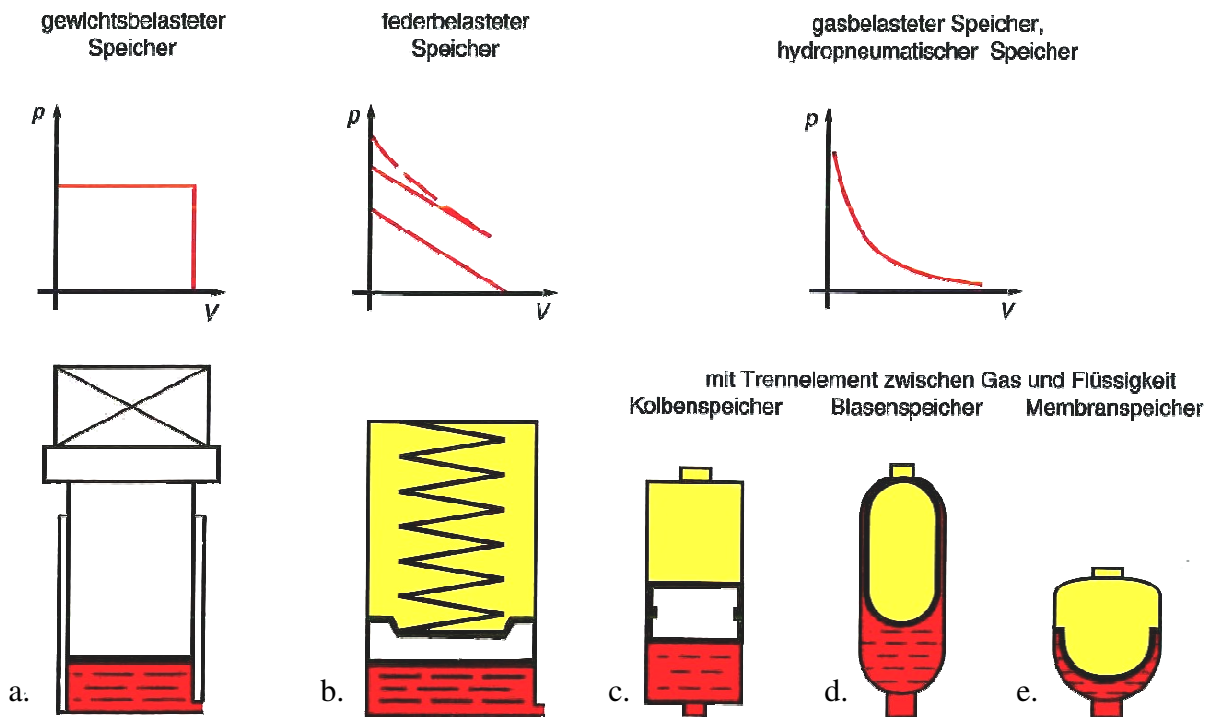


Abb. 2.4: Unterscheidungsmerkmale der Hydrospeicher a. Gewichtsspeicher, b. Federspeicher, c. Kolbenspeicher, d. Blasenspeicher und e. Membranspeicher [2]

Gewichtsspeicher Abb. 2.4.a sind durch ihre zu große und zu teure Bauweise nicht mehr üblich. Die federbelasteten Druckspeicher Abb. 2.4.b können im Vergleich zu ihrer Federmasse nur wenig Energie aufnehmen und werden in der Ölhydraulik daher nur selten eingesetzt.

Als bestgeeignete Energiespeicher bieten sich die hydropneumatischen (gasbeaufschlagten) Speicher an. Gase sind leicht komprimierbar und erlauben die in der Ölhydraulik üblichen Drücke bei vernachlässigbar kleinem Gewicht.

Zur Vermeidung der Gasaufnahme durch die Flüssigkeit werden unterschiedliche Trennglieder verwendet. Je nach Art des verwendeten Trennmittels wird zwischen Kolbenspeichern (Abb. 2.4.c), Blasenspeichern (Abb. 2.4.d) und Membranspeichern (Abb. 2.4.e) unterschieden. Als Speichergas wird vorwiegend Stickstoff N_2 verwendet, da es relativ reaktionsträge ist. Anhand der in Tab. 2.6 aufgelisteten Eigenschaften der gasbeaufschlagten Speicher wird die Verwendung eines Kolbenspeichers empfohlen.

	Blasenspeicher		Membranspeicher		Kolbenspeicher
	Hochdruck	Niederdruck	geschweißt	geschraubt	
Gasfülldruck $p_0(T_B)$	$\leq 0,9 \cdot p_1$		$\leq 0,9 \cdot p_1$		$\leq p_1 - 5$
Einbaulage	senkrecht		beliebig	beliebig	beliebig
Max. zul. Druckverhältnis p_2/p_0	4:1	4:1	4:1 bis 8:1	10:1	keine Einschränkung
Max. Betriebsdruck	550 bar	35 bar	210 bar	400 bar	350 bar
Flüssigkeitsstrom	bis 40 L/s	bis 140 L/s	4 bis 6 L/s	4 bis 6 L/s	Abhängig vom Kolbendurchmesser, $v=3,5$ m/s
Speichervolumen	bis 50 L	bis 450 L	bis 3,5 L	bis 10 L	bis 250 L
Allgemein	-Blase austauschbar -bedingte Überwachungs-möglichkeit	-Blase austauschbar -keine Überwachungs-möglichkeit	-kleines Gas- und Nutz-volumen -Membran nicht aus-tauschbar -keine Über-wachungs-möglichkeit	-kleines Gas- und Nutz-volumen -Membran austauschbar -keine Über-wachungs-möglichkeit	-Überwachungs-möglichkeit -bei Nachschalt-ausführung bevorzugt einzusetzen -Kolben austauschbar
p_m = mittlerer Betriebsüberdruck bei freiem Volumenstrom					

Tab. 2.6: Einsatzbedingungen für Hydrospeicher [2]

2.2 Lösungsvariante 2 „Mechanisches Konzept“

Das mechanische Konzept (Abb. 2.5) verfügt, wie die bereits bestehende Anlage, über vier Antriebsmotoren, die für die Linearbewegung der Linealaufsätze zuständig sind. Jedoch treiben diese vier Antriebsmotoren im Gegensatz zur jetzigen Anlage je einen separaten Wellenstrang an. Hierzu ist vorgesehen, die Motoren mittels drehelastischer Kupplungen mit einem Stirnradgetriebe zu verbinden. Die Getriebe sind ausgangsseitig über drehstarre Kupplungen mit den Wellensträngen verbunden. Jeder Wellenstrang besteht aus einer Kuppelwelle (Kurzwelle) zur Überbrückung der Distanz und einer Arbeitswelle, auf dem sich zwei Zahnritzel befinden, die in die Zahnstangen der Linealholme eingreifen. Durch die Zahnstangen-Zahnritzel-Paare wird die Rotationsbewegung der Welle in die für die Linealaufsätze benötigte Linearbewegung umgewandelt. Die Lineale, ihre Führungen und die darauf montierten Zahnstangen werden, wegen wirtschaftlicher Vorteile, in der jetzigen Form beibehalten. Dadurch bleibt auch der Führungskasten, der gleichzeitig vor Verunreinigungen und Zunderflug schützt, unverändert.

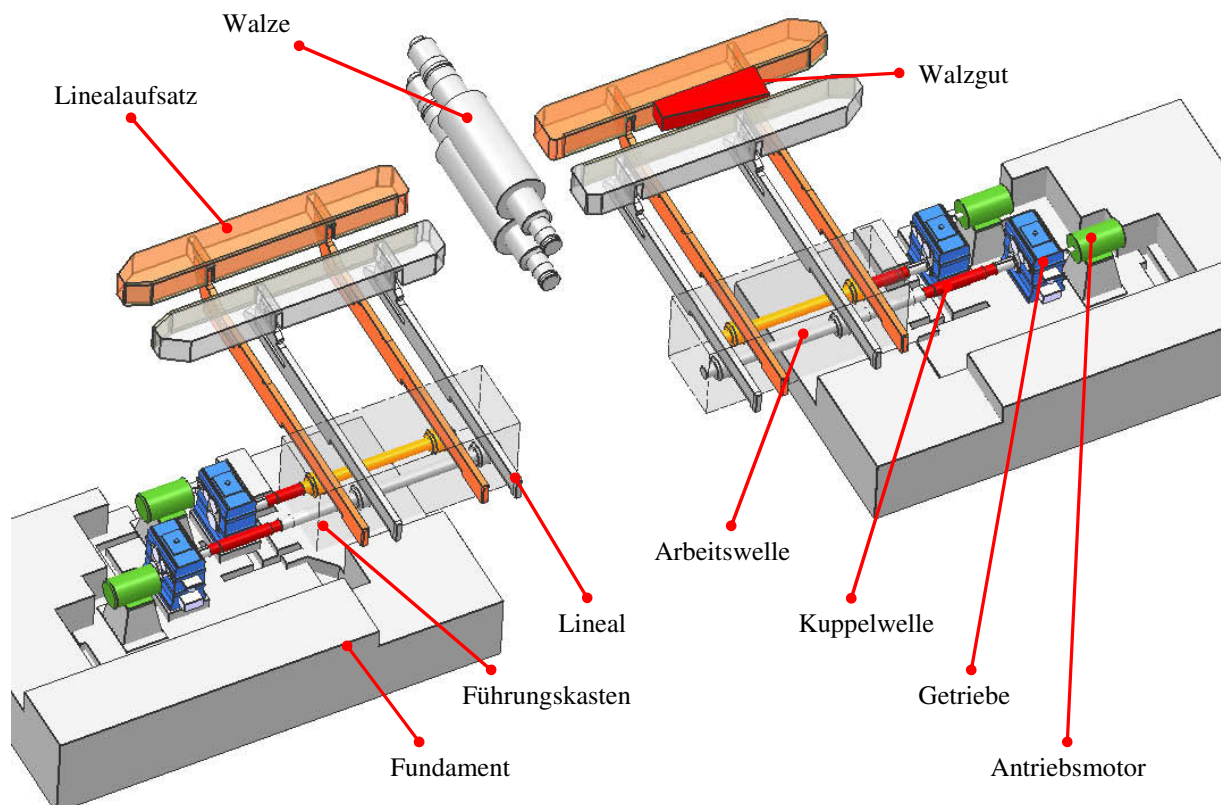


Abb. 2.5: Mechanisches Antriebskonzept

Der Vorteil dieser Variante ist, dass durch die Teilung der Antriebsstränge die Wellenstränglänge von zuvor $\sim 13,5\text{ m}$ auf $\sim 6\text{ m}$ reduziert wird. Dadurch verringert sich auch die Gesamtverdrillung der Welle. Weiters wird das Manko des Nachschwingens der auslaufseitigen Lineale beim Zusammenschlagen der einlaufseitigen Lineale behoben.

Die wirkenden Massen werden dadurch auf die Hälfte reduziert, weswegen geringere Kräfte in den Wellensträngen zu erwarten sind.

2.2.1 Berechnung des Verdrehwinkels

Zur Bestimmung der Verdrillung des bestehenden Wellenstrangs dient uns die Modellvorstellung aus Abb. 2.6. Auf dem Wellenstrang befinden sich vier Ritzel, über die die Momente eingeleitet werden können. Bei Einleitung des Momentes über die *Ritzel 3* und *4* entsteht durch die größere Länge ein höherer Verdrehwinkel, daher nehmen wir diesen Fall an. Das einzuleitende Torsionsmoment wird auf beide Ritzel gleich verteilt.

Zur Vereinfachung wird bei der Berechnung mit glatten Wellen mit dem kleinsten auftretenden Durchmesser gerechnet. Die Durchmesser der beiden Arbeitswellen sowie Vorgelegewelle und der Kurzwelle werden mit einem minimalen Durchmesser $d = 200 \text{ mm}$ angenommen und werden daher als eine lange Welle gesehen und in weiterer Folge als Langwelle bezeichnet. Weiters werden für die Berechnung des Verdrehwinkels die Steifigkeiten der Welle-Nabeverbindungen, die Übergangsteifigkeiten sowie die Zahnradsteifigkeiten vernachlässigt.

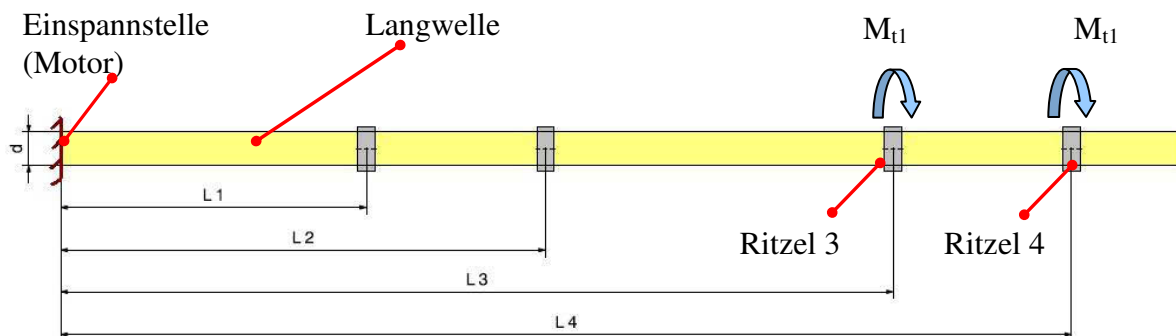


Abb. 2.6: Modell des bestehenden Wellenstrangs

Um den Verdrehwinkel der Langwelle bestimmen zu können, sind jedoch die Federsteifigkeiten der einzelnen Bereiche der Langwelle nötig. Diese ergeben sich wie folgt:

Der *Bereich 1* erstreckt sich von der Einspannstelle bis zum *Ritzel 3*, wo das erste Teilmoment M_{t1} eingeleitet wird.

Der *Bereich 2* erstreckt sich von der Einspannstelle bis zum *Ritzel 4*, wo das zweite Teilmoment M_{t1} eingeleitet wird.

Die Wellensteifigkeiten der Teilbereiche ergeben sich mittels Glg. (2.5).

$$c_t = \frac{G \cdot I_p}{L} \quad \text{Glg. (2.5)}$$

Der Verdrehwinkel φ_b , zufolge der beiden Torsionsmomente an *Ritzel 3* und *Ritzel 4*, wird mit der Glg. (2.6) bestimmt. Die Gesamtverdrehung des bestehenden Wellenstrangs ergibt sich demnach zu $\varphi_b = 5,1^\circ$.

$$\hat{\varphi}_b = \frac{M_{t1}}{c_{tb1}} + \frac{M_{t1}}{c_{tb2}} \quad \text{Glg. (2.6)}$$

Die Berechnung des Verdrehwinkels der neuen mechanischen Variante erfolgt analog zu jener der bestehenden Anlage. Die Einleitung der Torsionsmomente erfolgt hier an den *Ritzeln 1* und *2*, da sich nur zwei Ritzel pro Wellenstrang befinden. Weiters ändert sich das einzuleitende Torsionsmoment, da die neuen Antriebsmotoren eine andere Antriebsleistung aufweisen.

Die Gesamtverdrehung wurde anhand des Modells (Abb. 2.7) errechnet und beträgt $\varphi_m = 1,5^\circ$.

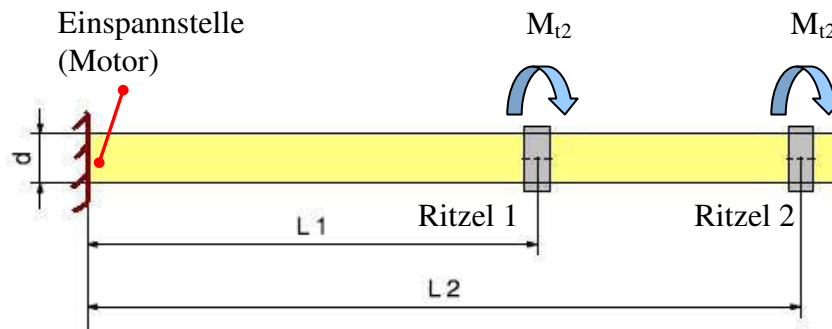


Abb. 2.7: Wellenstrangmodell des mechanischen Konzeptes

Das Verhältnis der beiden Drehwinkel ist 3,3. Das heißt, der neue Wellenstrang erfährt eine 3,3-fache geringere Verdrillung wie der bereits bestehende Wellenstrang.

2.2.2 Auswahl des Antriebsmotors

Die elektrischen Motoren wandeln elektrische Energie in mechanische Energie um. Sie bilden das Kernstück eines Antriebs. Jede Maschine weist mindestens ein ruhendes und ein bewegtes Hauptelement auf. Bei rotierenden Maschinen sind das Stator (Ständer) und Rotor (Läufer). Die Drehmomentbildung erfolgt überwiegend elektromagnetisch durch die Kraftwirkung auf stromdurchflossene Leiter in magnetischem Feld.

Die Anforderungen an den Antriebsmotor sind neben der Preiswertigkeit auch technische Eigenschaften, wie lange Lebensdauer, Wartungsfreundlichkeit, Überlastbarkeit und Anlaufen gegen hohe Drehmomente.

Die geforderten Anforderungen werden von einem Asynchrodrehstrommotor am besten erfüllt. Es wird daher empfohlen, einen Asynchrodrehstrommotor mit Käfigläufer in Kombination mit einem Frequenzumrichter zu verwenden. Weiters wird durch die erwartungsgemäß hohen Anlaufmomente die Benutzung eines Fremdkühlers notwendig.

Vorteile der Asynchrodrehstrommotors

- lange Lebensdauer, wartungsarm, kein Bürstenverschleiß beim Kurzschlussläufer,
- kurzzeitig stark überlastbar (bis größer 2x Nennmoment)
- nahezu konstante Drehzahl, kein „Durchgehen“ im Leerlauf
- „selbstständiger“ Anlauf möglich
- vergleichsweise geringe Herstellungskosten
- der Läufer ist spannungslos und kann auch in Flüssigkeiten, Gasen oder im Vakuum laufen. (Beispiel: Umwälzpumpe)
- Anlauf gegen hohe Gegenmomente ohne Hilfsmittel (auch abhängig von Läuferbauform)
- sehr robuste Ausführung, Medienverträglichkeit des Aktivteils (Öl, Gase, etc.)
- hohe Drehzahltauglichkeit, daher bei Betrieb mit Wechselrichter hohe Leistungsausbeute
- hoher Wirkungsgrad im Feldschwäcbereich

Nachteile

- Drehzahlveränderung nur bei Sonderbauformen mit Polumschaltung oder mit zusätzlichem Frequenzumrichter möglich
- geringes Anlaufmoment, außer bei Verwendung eines Frequenzumrichters mit Hochlaufsteuerung
- insbesondere bei kleinen Ausführungen ca. 20 bis 30 % mehr Volumen pro Drehmoment gegenüber permanent – magnetisierten Synchronmotoren

Die beiden ersten Nachteile werden behoben, da bei diesem Konzept ohnehin die Verwendung eines Frequenzumrichters eingeplant ist.

2.2.3 Auswahl der Kupplungen

Wellenkupplungen dienen dem Zweck der Verbindung zweier Wellen. Dadurch soll die Übertragung der Antriebsleistung von der Antriebsseite auf die Lastseite gewährleistet werden. Durch die unterschiedlichen Anforderungen an die Kupplung wurde eine Vielzahl verschiedener Kupplungen, mit teilweise gegensätzlichen Eigenschaften entwickelt.

Eine systematische Einteilung der Wellenkupplungen wurde in der Richtlinie VDI 2240 vorgenommen.

Das Anforderungsprofil der Verschiebeeinrichtung fordert für die Übertragung des Drehmoments vom Antriebsmotor auf das Getriebe eine elastische Wellenkupplung. Für die Verbindung des Getriebes mit dem Wellenstrang bzw. für die Verbindung der Wellen untereinander ist eine Drehstarre Kupplung erforderlich.

2.2.3.1 Drehstarre Kupplung

Die Drehbewegung wird bei diesen Kupplungen ungedämpft (synchron) übertragen. Sie erlauben jedoch einen mehr oder minder starken Ausgleich des Winkelversatzes und/oder Axialversatzes. Die wichtigsten Vertreter sind die Bogenzahnkupplung, das Topfgelenk und die Gelenkwelle.

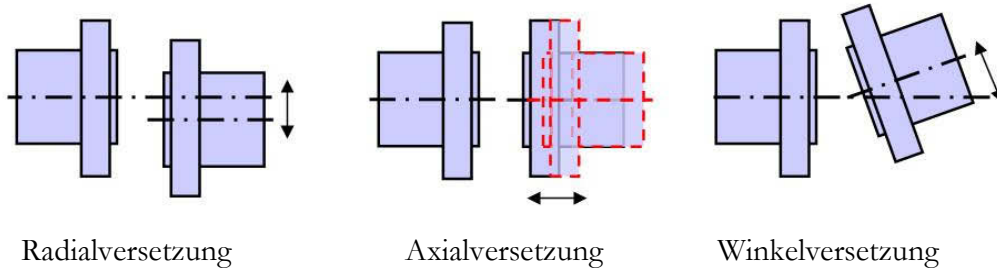


Abb. 2.8: Wellenversetzungen

Durch eine zu erwartende geringe Winkelversetzung der Wellen und der zu übertragenden hohen Drehmomente ist die Bogenzahnkupplung zur Verbindung der Wellen untereinander und zum Getriebe zu bevorzugen.

Die Bogenzahnkupplung (Abb. 2.9) besitzt eine ballige Außenverzahnung, die eine gelenkige und axiale Bewegung in der Innenverzahnung ermöglicht. Die einfache Ausführung der Bogenzahnkupplung erlaubt dadurch eine Winkelverlagerung um 1° und (je nach Größe) einen axialen Versatz von mehreren Millimetern. Die Doppelausführung gleicht sogar radiale Versetzungen aus. Sie zeichnet sich durch große übertragbare Drehmomente und hohe Drehzahlen aus.

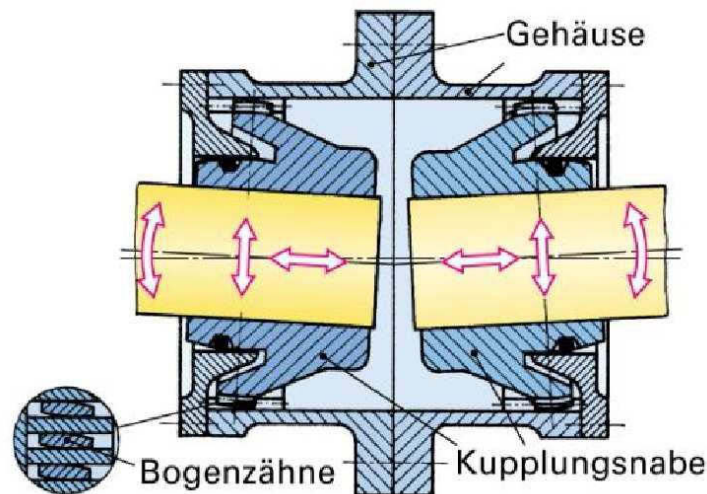


Abb. 2.9: Bogenzahnkupplung [13]

2.2.3.2 Elastische Wellenkupplung

Für die Verbindung zwischen Getriebe und Asynchronmotor ist es jedoch erforderlich, eine drehelastische Kupplung zu verwenden, um die Drehmomentspitzen, verursacht durch Stöße, nicht auf den Motor zu übertragen.

Diese Kupplungen besitzen elastische Bindeglieder, welche ihnen ermöglichen, neben dem Ausgleich einer Wellenversetzung auch Stöße und Schwingungen abzubauen. Als elastische Elemente können metallische (Metallfeder) und gummielastische (Gummifeder) Bauteile verwendet werden. Die Wahl ist hier auf eine Periflex- Kupplung (Abb. 2.10) gefallen. Sie besitzt als Bindeglied einen angeklebten Gummireifen. Sie eignet sich durch ihr Design besonders für die Hüttenindustrie, da der Gummireif einer Verschmutzung vorbeugt.

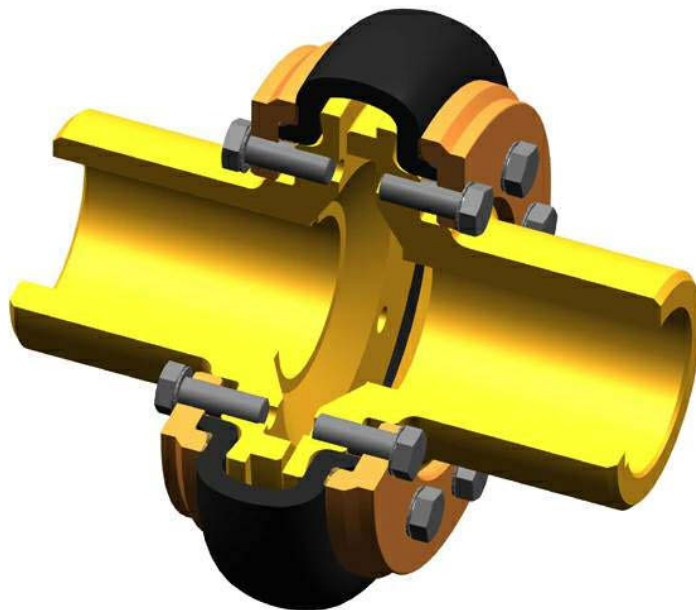


Abb. 2.10: Periflex- Kupplung [20]

3 Technisch-wirtschaftliche Analyse

3.1 Einleitung

Die technisch-wirtschaftliche Bewertung dient der Entscheidungsfindung für Maschinen, Apparate und Geräte. Sie ist in der VDI-Richtlinie 2225 beschrieben und befasst sich mit der Bewertung von technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten. Um die bewerteten Varianten besser beurteilen zu können, werden die technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten in einem zweidimensionalen Diagramm optisch gegenübergestellt.

Während für die technische Beurteilung eine Vielzahl technischer Eigenschaften herangezogen werden, dienen für die wirtschaftliche Beurteilung die während der gesamten Lebensdauer anfallenden Kosten (Life Cycle Costs LCC) als alleiniger Maßstab.

3.2 Wirtschaftliche Analyse

Die wirtschaftliche Analyse sollte sich auf die Life Cycle Costs (LCC) der Modernisierungsvarianten beschränken. Wirtschaftliche Vorteile, die sich während dem Betrieb ergeben, wie längere Lebensdauer oder höherer Wirkungsgrad, sind nach Möglichkeit in der technischen Analyse zu erfassen.

Nach DIN 60300 ist die Lebenszykluskostenrechnung der „Prozess der wirtschaftlichen Analyse zur Abschätzung der gesamten Beschaffungs-Besitz- und Entsorgungskosten eines Produktes“.

Kosten und Phasen während dem Lebenszyklus einer Anlage:

- Entwicklungsphase
 - Planungskosten
 - Konstruktions- (änderungs-) kosten
- Beschaffungsphase
 - Investition für Anlage (Anschaffungskosten)
 - Kosten für Inbetriebnahme
 - Kosten für Personalqualifizierung
 - Erstbevorratung an Ersatzteilen

- Nutzungsphase (technische Lebensdauer)
 - Betriebskosten (laufende Kosten für Betriebsstoffe, Energie, ...)
 - Instandhaltungskosten (Kosten für Inspektion, Wartung; Instandhaltung und Anlagen Verbesserung)
 - Ausfallkosten!
- Stillsetzungsphase
 - Demontagekosten
 - Entsorgungskosten

Die wirtschaftliche Wertigkeit y ergibt sich als Quotient der Lebenszykluskosten einer Ideallösung LCC_{\min} zu den LCC_i einer der Gestaltungsvarianten (Glg. (3.1)).

$$y = \frac{LCC_{\min}}{LCC_i} \quad \text{Glg. (3.1)}$$

3.2.1 Entwicklungskosten

Die Planungs- und Entwicklungskosten verursachen zwar nur einen Bruchteil der Gesamtkosten, jedoch muss der Entwicklungsphase große Beachtung zukommen, da sie für 70 % der späteren Kosten verantwortlich ist. Erforderliche spätere Änderungen sind nur bedingt möglich bzw. sehr kostenintensiv.

3.2.2 Beschaffungskosten

Die Beschaffungskosten sind einmalige Kosten und können je nach Modernisierungskonzept folgende Kosten beinhalten:

Hydraulisches Konzept

Bei der Modernisierung entsprechend dem hydraulischen Konzept fallen Beschaffungskosten für folgende Komponenten an.

- Behälterstation Material Stahl ca. 10.000 dm^3 mit Bypass-Filter-/Kühlerkreislauf und Öl-/Wasserkühler
- 2 Stk. Pumpenstationen mit je 3 Triebssätzen $90/110 \text{ kW}$, A4VSO250DR, je 360 l/min (1 Stk. davon Stand-By)
- 2 Stk. Kolbenspeicherstationen 250 dm^3 + nachgeschaltetem Stickstoffvolumen 800 dm^3
- 8 Stk. Hubzylinder DM280-Hub 2300 mm mit aufgebautem Steuerblock (Differentialschaltung) und Wegmesssystem

Hinzu kommen noch einmalige Kosten für die:

- Betriebsmediumfüllung
- Stickstofffüllung
- Montage und Verrohrung vor Ort
- Montage- und Verrohrungsmaterial
- elektrische Verkabelung und Steuerung
- Inbetriebnahme und Inbetriebnahmematerial
- Ersatz- und Verschleißteilbevorratung
- Fundamentarbeiten
- Interne Adaptierungsarbeiten
- Wellen, Bogenzahnkupplungen, Ritzel etc.
- Kosten für Personalqualifizierung

Mechanisches Konzept

Die Beschaffungskosten, die bei einer Modernisierung entsprechend der mechanischen Lösungsvariante anfallen, sind:

- 4 Stk. Asynchrondrehstrommotoren / Kurzschlussläufer je 75 kW
- 4 Stk. Stirnradgetriebe, Übersetzung $i = 29,5$ ins langsame
- 4 Stk. Periflex- Kupplung
- 4 Stk. Frequenzumrichter
- 4 Stk. Fremdkühler

Weiters fallen noch einmalige Kosten an, und zwar für:

- Montage und Verkabelung vor Ort
- Inbetriebnahme
- Ersatz- und Verschleißteilbevorratung
- Fundamentarbeiten
- Adaptierungsarbeiten
- Wellen, Bogenzahnkupplung, Ritzel etc.

3.2.3 Nutzungskosten

Während die Entwicklungs- und Beschaffungskosten einmalige Kosten sind, fallen die Nutzungskosten über die gesamte Lebensdauer der Anlage an und verursachen den Hauptteil der Gesamtkosten. Neben den variablen Betriebskosten für Betriebsstoffe und Energie fallen auch weitere variable Kosten für die Instandhaltung (z.B. Inspektionen, Reparaturen, ...) an. Zu erwarten ist, dass sich die Instandhaltungskosten mit fortschreitendem Alter der Anlage erhöhen werden. Hinzu kommen noch Kosten, die durch einen möglichen Ausfall der Anlage verursacht werden. Weiters fallen noch jährliche Fixkosten für den Raumbedarf und Versicherungen an.

3.2.4 Stillsetzungskosten

Die Stillsetzungskosten berücksichtigen die Kosten für die Demontage und Entsorgung der Anlage nach der Ausmusterung. Die Stillsetzungskosten können allerdings auch positiv sein, wenn die Anlage noch einen Restwert aufweist.

3.2.5 Wirtschaftliche Wertigkeit y

Zur Bestimmung der wirtschaftlichen Wertigkeit y ist es erforderlich, die LCC, zum Beispiel durch einen Gesamtkostenvergleich, zu ermitteln. Daher werden zunächst die Lebenszykluskosten aller Antriebsvarianten berechnet und unter Verwendung der Glg. (3.1) in die wirtschaftlichen Wertigkeiten der einzelnen Konzepte umgerechnet. Die LCC der idealen Lösung ergibt sich aus einer Marktforschung bzw. werden die Anschaffungskosten mit 80 % der Kosten der günstigsten Variante angenommen. Zur Anonymisierung werden die Kosten in Prozent umgerechnet. In Tab. 3.1 werden die Lebenszykluskosten mithilfe der Gesamtkostenvergleichsrechnung bestimmt.

	Einheit	Ideal	Bestehend	Hydraulisch	Mechanisch
Entwicklungskosten	[%-Kosten]	3,75	-	3,75	3,75
Kaufpreis	[%-Kosten]	105,11	-	206,46	131,38
Installationskosten, Fundamentarbeiten etc.	[%-Kosten]	11,26	-	65,69	11,26
Anschaffungskosten	[%-Kosten]	120,12	-	275,90	146,40
Restwert	[%-Kosten]	18,77	-	11,26	18,77
Nutzungsdauer	[Jahre]	10	10	10	10
Leistungseinheiten	[LE/Jahr]	500	500	500	500
Kalk. Abschreibung (lineare Abschreibung)	[%-Kosten/Jahr]	12,01	-	27,59	14,64
Kalk. Zinsen (x % des 1/2 Anschaffungswertes)	[%-Kosten/Jahr]	6,01	-	13,80	7,32
Raumkosten	[%-Kosten/Jahr]	1,51	1,51	1,88	1,51
Summe der fixen Kosten	[%-Kosten/Jahr]	19,52	1,50	43,26	23,46
Löhne/Gehälter	[%-Kosten/Jahr]	18,77	56,31	22,52	22,52
Betriebsstoffe	[%-Kosten/Jahr]	1,50	1,50	2,63	1,50
Energiekosten	[%-Kosten/Jahr]	1,88	2,63	1,88	1,88
Instandhaltungskosten	[%-Kosten/Jahr]	60,06	138,89	90,09	67,57
sonstige variable Kosten	[%-Kosten/Jahr]	0,15	1,50	0,15	0,15
Summe der variablen Kosten	[%-Kosten/Jahr]	82,36	200,83	117,27	93,62
Lebenszykluskosten	[%-Kosten/Jahr]	100,00	202,33	159,40	115,20
Kostendifferenz zum bestehenden System	[%-Kosten/Jahr]	102,33	-	42,92	87,12
Wirtschaftliche Wertigkeit y	[-]	1,00	0,49	0,63	0,87

Tab. 3.1: Lebenszykluskosten der unterschiedlichen Modernisierungskonzepte

Die jährlich anfallenden Lebenszykluskosten einer Idealen Lösungsvariante werden mit 100 % definiert. Die prozentuellen Teilkosten und Lebenszykluskosten der einzelnen Gestaltungsvarianten sind in Tab. 3.1 zusammengefasst.

Abgesehen von einer Ideallösung fallen hier vor allem die LCC des mechanischen Konzeptes positiv auf. Die LCC der bestehenden Variante fallen hingegen äußerst hoch aus. Der Grund hierfür ist, dass die bestehende Anlage für die hohen wirkenden Kräfte nicht ausgelegt ist, die Bauteile dadurch schneller verschleifen bzw. zu Bruch gehen und die Anlage daher kürzere Wartungsintervalle erfordert.

Zur besseren Interpretierbarkeit wurde die wirtschaftliche Wertigkeit in Abb. 3.1 grafisch dargestellt. Dem Diagramm kann entnommen werden, dass aus rein wirtschaftlicher Sicht die mechanische Lösungsvariante die beste Modernisierungsvariante darstellt, da diese einer Ideallösung am nächsten ist.

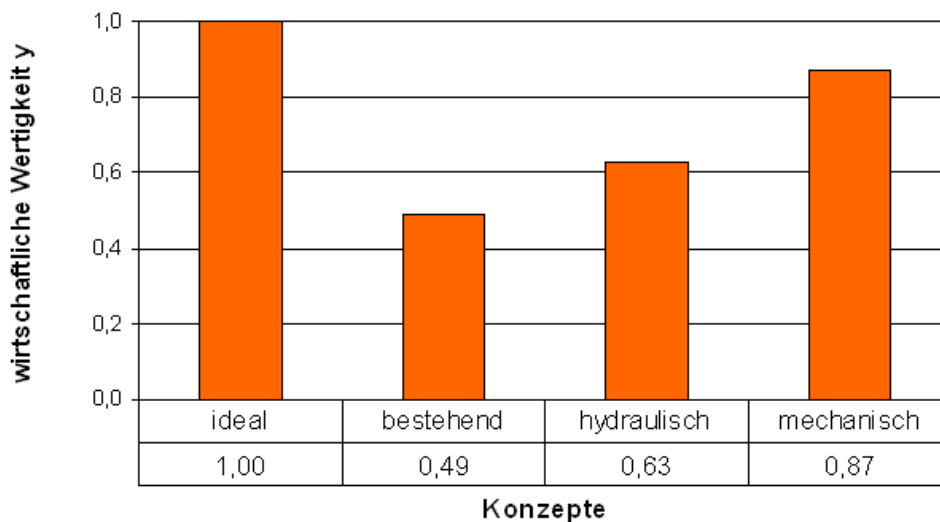


Abb. 3.1: Gegenüberstellung der wirtschaftlichen Wertigkeit y der einzelnen Antriebsvarianten

Da die Kostenvergleichsrechnung zu den statischen Investitionsrechnungen gehört berücksichtigt sie die zeitlichen Unterschiede im Kostenanfall nicht.

Die dynamische Investitionsrechnung nach der Kapitalwertmethode berücksichtigt alle Ein- und Auszahlungen und den Zeitpunkt dieser Zahlungen. Der Kapitalwert ist die Summe alle auf einen Zeitpunkt auf- bzw. abgezinsten Ein- und Auszahlungen, die durch die Durchführung eines Investitionsprojektes verursacht werden. Mit der Glg. (3.2) kann der Kapitalwert bestimmt werden. In Abb. 3.2 sind die jährlichen Zahlungen und Gesamtzahlungen der bestehenden Lineareinheit und der beiden Modernisierungskonzepte dargestellt.

$$KW = -AW + \sum_n \frac{E_n - A_n}{(1+i)^n} + \frac{RW}{(1+i)^N} \quad \text{Glg. (3.2)}$$

Der Kapitalwert der mechanischen Variante ist am höchsten und beträgt in etwa das Dreifache der bestehenden Anlage.

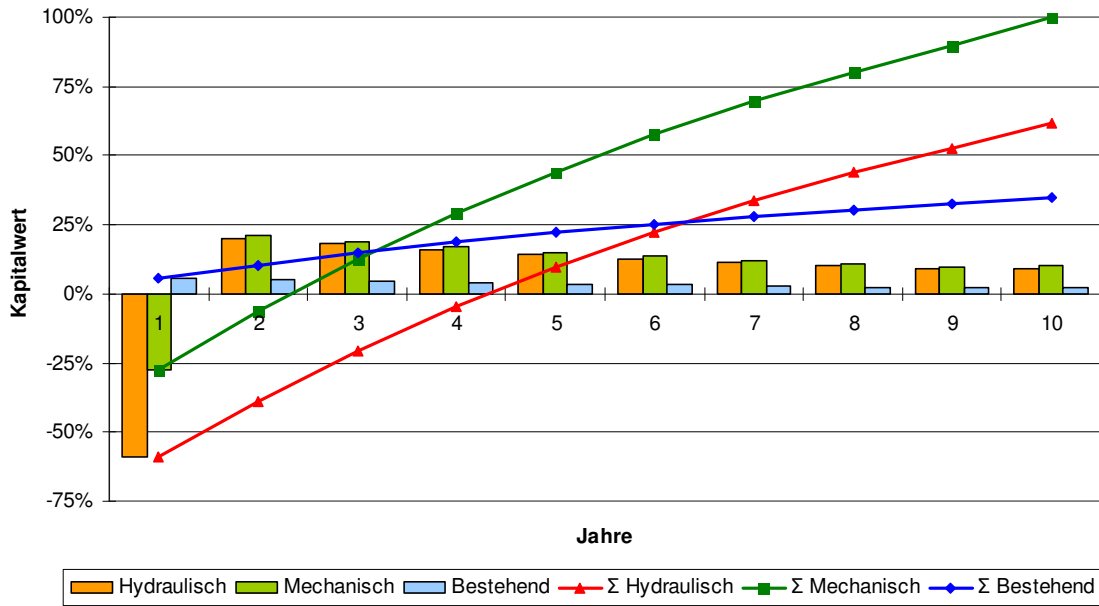


Abb. 3.2: Kapitalwert

3.3 Technische Analyse

3.3.1 Einleitung

Zur Erfüllung einer technischen Aufgabe gibt es meist viele mögliche Lösungen, von denen jedoch viele von vornherein ausgeschlossen werden können, wenn bekannt ist, dass sie bestimmte funktionale Mindestanforderungen nicht erfüllen. Es ist daher notwendig anhand der Aufgabenstellung die Mindestanforderungen sowie die Festanforderungen zu bestimmen. Nur wenn eine Alternative alle Festanforderungen sowie die Schwellwerte aller Mindestanforderungen erfüllt, kommt sie als Lösung in Frage.

Die technischen Eigenschaften der zu beurteilenden Lösungskonzepte werden mit jener der Ideallösung verglichen und durch eine Punktezahl p bewertet.

Die technische Wertigkeit x errechnet sich durch den Quotient der Summe der Punkte eines Entwurfs p_i zur Summe der Punkte einer Ideallösung p_{max} (Glg. (3.3)).

$$x = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n}{n \cdot p_{max}} = \frac{1}{n \cdot p_{max}} \cdot \sum_{i=1}^n p_i \quad \text{Glg. (3.3)}$$

Es wird eine möglichst hohe technische Wertigkeit $x > 0,8$ angestrebt, wobei diese nicht allzu sehr auf die Kosten der Wirtschaftlichkeit gehen sollte. Die technische Wertigkeit der Ideallösung beträgt $x = 1$.

Da nicht alle technischen Eigenschaften gleich bedeutend sind, können diese mit einem Gewichtungsfaktor g versehen werden, wodurch man die Gleichung Glg. (3.4) erhält.

$$x' = \frac{p_1 \cdot g_1 + p_2 \cdot g_2 + \dots + p_n \cdot g_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{\max}} = \frac{1}{p_{\max}} \frac{\sum_{i=1}^n p_i \cdot g_i}{\sum_{i=1}^n g_i} \quad \text{Glg. (3.4)}$$

Die somit erhaltene gewichtete technische Wertigkeit, wird mit x' bezeichnet.

3.3.2 Gewichtete technische Wertigkeit x'

Die wichtigsten technischen Eigenschaften, die bei der Wahl des neuen Entwurfs berücksichtigt werden sollten, sind in Tab. 3.2 erfasst.

Da in diesem Projekt nicht alle technischen Anforderungen gleich bedeutend sind, werden diese mit einem Gewichtungsfaktor g von 0 bis 5 versehen. Je höher der Gewichtungsfaktor, desto bedeutender die Eigenschaft.

Bei der Bewertung der einzelnen Konzepte werden diese jeweils mit der Ideallösung verglichen und je nach Grad ihrer Annäherung an die Ideallösung erhalten sie eine Punktezahl p von 0 bis 100.

In Tab. 3.2 sind die gewichteten technischen Wertigkeiten x' der unterschiedlichen Lösungsvarianten, nach Glg. (3.4), ermittelt worden.

technische Anforderung	ideales Konzept		bestehendes Konzept		hydraulisches Konzept		mechanisches Konzept		Gewichtung g
	p	$p \cdot g$	p	$p \cdot g$	p	$p \cdot g$	p	$p \cdot g$	
Leistungsgrad	100	500	50	250	70	350	90	450	5
Nutzungsgrad	100	500	40	200	80	400	100	500	5
Raumbedarf	100	300	100	300	40	120	90	270	3
Regelbarkeit	100	500	50	250	100	500	90	450	5
Überlastbarkeit	100	500	30	150	90	450	100	500	5
Wirkungsgrad	100	400	56	224	64	256	66	264	4
Summe	2700		1374		2076		2434		
Gewichtete technische Wertigkeit x'	1		0,51		0,77		0,90		

Tab. 3.2: Gewichtete technische Wertigkeit der unterschiedlichen Konzepte

Die Punkte der gewichteten technischen Anforderungen der einzelnen Konzepte gegenüber der Ideallösung wird zur besseren Interpretierbarkeit in der Abb. 3.3 grafisch dargestellt.

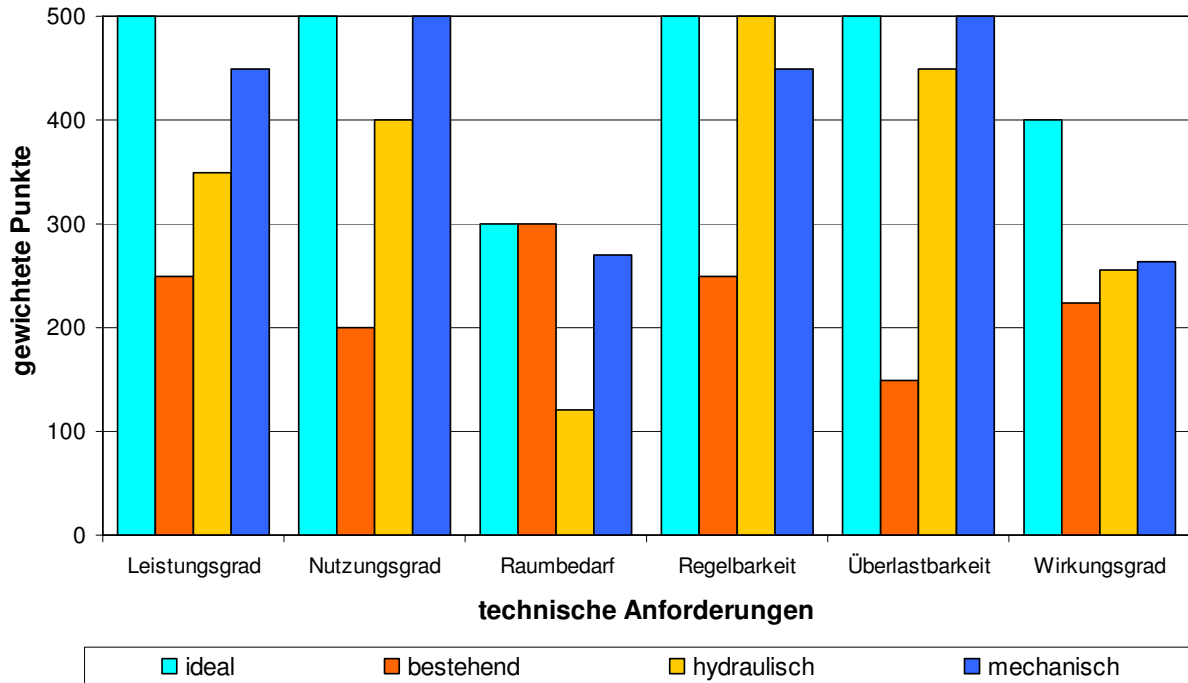


Abb. 3.3: Gewichtete technische Anforderungen der verschiedenen Konzepte

In Tab. 3.2 bzw. in Abb. 3.3 wird ersichtlich, dass das bestehende Konzept gewisse Defizite gegenüber den Modernisierungskonzepten aufweist. Vor allem bei den wichtigen Anforderungen, wie Leistungsgrad, Nutzungsgrad und Überlastbarkeit. Einzig der Raumbedarf ist beim bestehenden Konzept vorteilhaft.

Das hydraulische Konzept zeichnet sich durch die gute Regelbarkeit aus, jedoch beansprucht sie den meisten Raum.

Die mechanische Variante ist der bestehenden Lösung und dem hydraulischen Konzept in nahezu allen Punkten überlegen oder zumindest ebenbürtig. Positiv sind hier der Nutzungsgrad und die Überlastbarkeit.

In Abb. 3.4 sind zusammenfassend die gewichteten technischen Wertigkeiten der unterschiedlichen Antriebsvarianten dargestellt. Dem Diagramm kann entnommen werden, dass aus rein technischer Sicht die mechanische Lösungsvariante nicht nur dem bestehenden Konzept sondern auch der hydraulischen Lösungsvariante vorzuziehen ist.

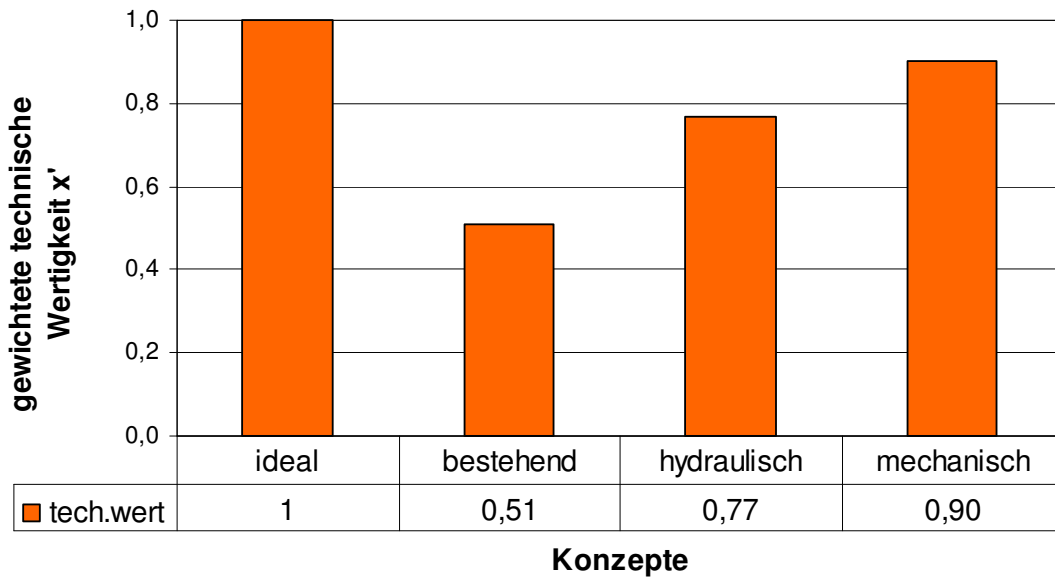


Abb. 3.4: gewichtete technische Wertigkeit der unterschiedlichen Antriebskonzepte

3.4 Bewertung

Die Bewertungsergebnisse der einzelnen Varianten werden nun in einem zweidimensionalen Diagramm dargestellt, wobei die gewichtete technische Wertigkeit x' über die Abszisse und die wirtschaftliche Wertigkeit y über die Ordinate aufgetragen wird.

Die Ideallösung liegt im Punkt s_{ideal} mit den Koordinaten $x' = 1$ und $y = 1$ in Abb. 3.5.

Zur Veranschaulichung der technischen und wirtschaftlichen Stärken einzelner Varianten zueinander und gegenüber der Ideallösung dienen ihre Punkte $s_{v(x,y)}$. Das Diagramm wird daher auch Stärkediagramm oder kurz s-Diagramm genannt. Die Position des bestehenden Antriebssystems ist durch den Punkt s_b gekennzeichnet. Die hydraulische Variante ist durch den Punkt s_h gegeben und die Lage der neuen mechanischen Lösung wird durch den Punkt s_m angezeigt. Durch die Verbindung des 0-Punktes mit dem Punkt s_{ideal} erhält man die Entwicklungslinie. In der Praxis hat sich gezeigt, dass nur diejenigen Varianten Aussicht auf Erfolg haben, deren Verlauf sich im Laufe der Weiterentwicklung jener der Entwicklungslinie nähert.

Der Abb. 3.5 zufolge ist das beste Antriebskonzept das neue mechanische Konzept. Es ist sowohl in wirtschaftliche als auch in technischer Hinsicht dem hydraulischen Modernisierungskonzept sowie der bestehenden Antriebsvariante überlegen. Daher wird empfohlen das mechanische Modernisierungskonzept umzusetzen.

Um die dynamische Beanspruchung zu charakterisieren, wird eine Mehrkörpersimulation dieser Lösungsvariante durchgeführt. Zur Bestimmung der Güte, der aus der Simulation erhaltenen Daten, ist eine Bewertung nötig. Da die Daten der bestehenden Lineareinheit bekannt sind, wird sie ebenfalls einer Mehrkörpersimulation unterzogen. Durch den Vergleich der tatsächlichen Werte mit den Simulationswerten wird eine Bewertung ermöglicht.

Stärke Diagramm

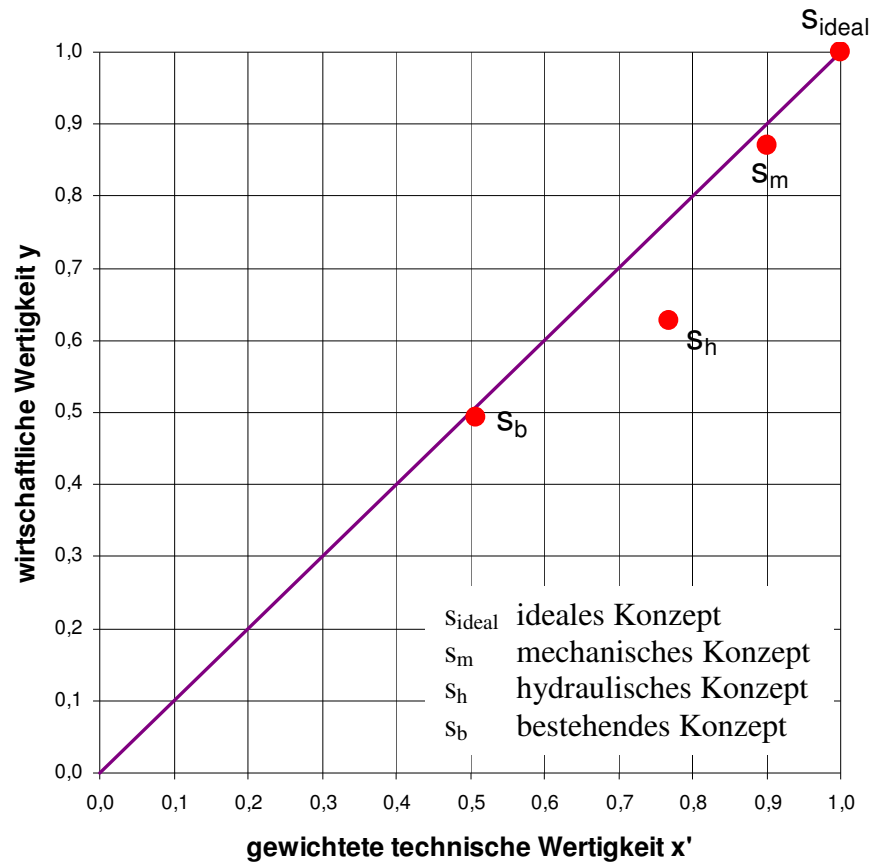


Abb. 3.5: s-Diagramm zum technisch und wirtschaftlichen Vergleich der Konzepte

4 Mehrkörpersimulation

4.1 Einleitung

Die Mehrkörpersimulation (MKS) dient der Untersuchung komplexer realer Mehrkörpersysteme. Die Systeme werden hierbei durch massebehaftete starre und/oder elastische Körper, die untereinander durch Verbindungen gekoppelt sind, abgebildet. Als Verbindungselemente dienen hierbei Federn, Dämpfer und Stellglieder sowie Gummilager und Gelenke. Weiters gibt es noch einseitige Bindungen zur Beschreibung von öffnenden und schließenden Kontakten sowie zur Abbildung von Kollisionen einzelner Körper.

Es gibt mehrere MKS-Softwarelösungen: ADAMS, IPG, DADS SIMPAC usw. Breite Anwendung finden die Mehrkörpersimulationsprogramme in der Luft- und Raumfahrt, bei der Simulation von Straßen- und Schienenfahrzeugen sowie bei der Schwingungsberechnung von Antriebssträngen. Unter Vorgabe der Anfangs- und Randbedingungen liefert die MKS die Lage-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvektoren sowie die auftretenden Kräfte und Momente.

Bei der Modellierung der Lineareinheit werden vier unterschiedliche Modelle erzeugt.

- Modell 1: Geschwindigkeitsgesteuertes Feder-Masse-Modell eines Antriebsstrangs
- Modell 2: Kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell eines Antriebsstrangs
- Modell 3: Kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell beider Antriebsstränge
- Modell 4: Detailliertes, kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell beider Antriebsstränge

Alle vier Modelle werden mit den Kennwerten des bestehenden sowie des mechanischen Konzeptes ausgeführt. Gemessen werden die Positionen, Geschwindigkeiten, Beschleunigung und kinetische Energien der Massen sowie die Kräfte und Deformationen der Federn.

4.2 Geschwindigkeitsgesteuertes Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge

4.2.1 Bestehende Lineareinheit

Die erste und einfachste Modellierung besteht aus dem Fundament, dem Prellbock, der einen der Antriebsstränge darstellt, und einem Feder-Masse-System, welche den zweiten Antriebsstrang beschreibt.

Zur besseren Zuordnung der Massen und Federn zu den Bauteilen wurde in Abb. 4.2 der derzeitige Linearantrieb farblich mit dem Modell in Abb. 4.1 abgestimmt.

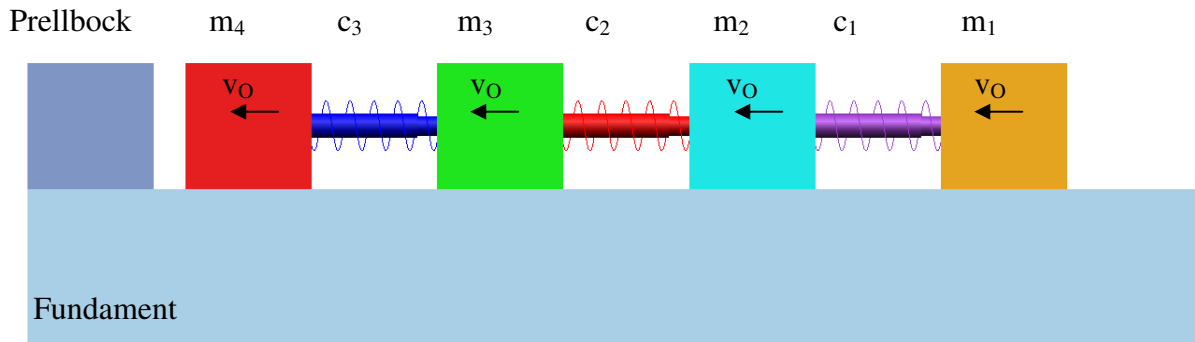


Abb. 4.1: Geschwindigkeitsgesteuertes Feder-Masse-Modell eines Antriebsstrangs

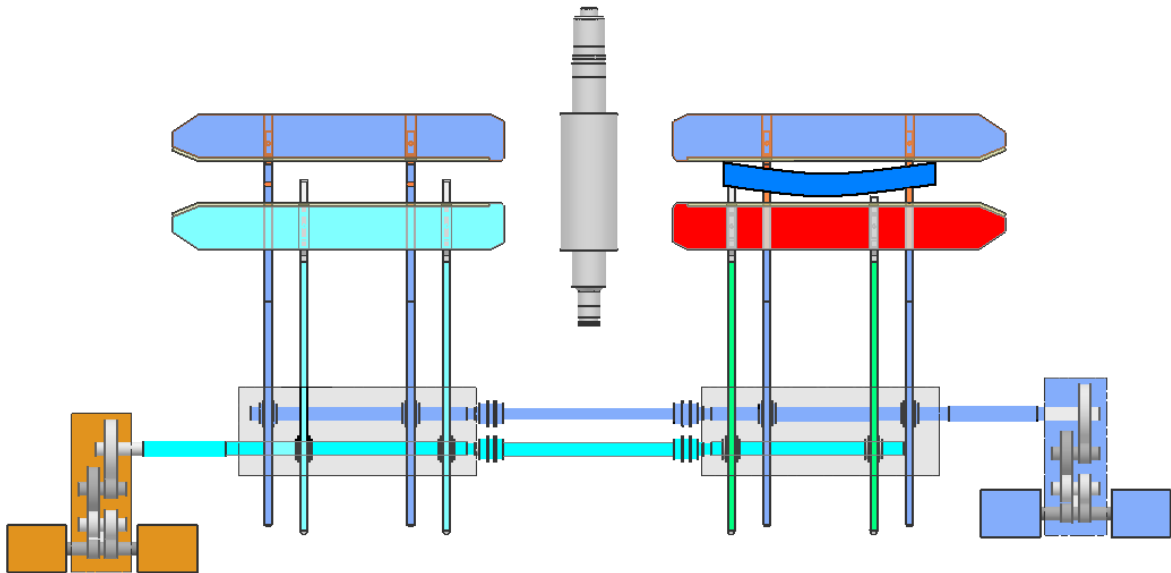


Abb. 4.2: Bestehender Linearantrieb

Zuordnung der Massen und Federsteifigkeiten zu den Bauteilen jene

m_4	Masse des Linealaufsatzes
m_3	Masse der beiden Lineale, die den Linealaufsatz tragen
m_2	Masse des Wellenstrangs zweier Lineale und des zweiten Linealaufsatzes
m_1	Masse des Getriebes und der Antriebsmotoren
c_3	Steifigkeit der Linealholme
c_2	Steifigkeit des Wellenstrangs
c_1	Steifigkeit des Getriebes und der Antriebsmotoren

Zur Erinnerung: Verfahrensweise bei der Richtarbeit (aus Kapitel 1.3.3 Seite 6). Der in Abb. 4.2 blau dargestellte Antriebsstrang verharrt in der äußersten (obersten) Position. Der zweite Antriebsstrang wird von der untersten Position aus beschleunigt und trifft ungebremst auf das Walzgut und den ersten Antriebsstrang.

Der ruhende blau dargestellte Antriebsstrang wird durch den Prellbock repräsentiert und ist unbeweglich mit dem Fundament verbunden (Abb. 4.1). Der sich bewegende Antriebsstrang wird durch vier Massen, die mittels drei Federn verbunden sind, dargestellt. Die Masse m_1 (gold) repräsentiert den Antriebsmotor samt Getriebe. Ihre Steifigkeit wird durch die Feder c_1 berücksichtigt. Die Masse m_2 beinhaltet den gesamten Wellenstrang sowie jenen Linealaufsatz der nicht auf das Walzgut trifft, und dessen Linealholme. Die sich ergebende Steifigkeit wird durch die Feder c_2 bemessen. Die Linealholme des zweiten Linealaufsatzes sind in der Masse m_3 zusammengefasst und ihre Steifigkeit wird durch die Feder c_3 berücksichtigt. Die Masse m_4 (rot) verkörpert jenen Linealaufsatz, der auf das Walzgut auftrifft.

Vereinfachungen

Bei dieser Modellvariante werden folgende Vereinfachungen getroffen:

- Jede Masse hat nur einen Freiheitsgrad, und zwar die Bewegung in x-Richtung.
- Die Spiralfedern können nur Zug- und Druckkräfte aufnehmen und sind masselos.
- Alle Massen haben eine Aufprallgeschwindigkeit $v_0 = 0,5 \text{ m/s}$. v_0 ist die maximal auftretende Linealgeschwindigkeit, bedingt durch die Motordrehzahl und den Teilkreisdurchmesser des Ritzels (siehe Kapitel: 1.3.2, Seite 4). Die Linealaufsätze werden auf v_0 beschleunigt und fahren danach mit einer konstanten Geschwindigkeit bis zum Aufprall.

Kennwerte

Die Massen der Modelle werden anhand vereinfachter geometrischer Formen berechnet bzw. aus den Herstellerdaten entnommen.

Die Masse m_1 errechnet sich aus den bewegten Massen der beiden Antriebsmotoren (Rotoren), die das Stirnradgetriebe antreiben, der Masse des Getriebes und der Kupplungen.

Die Masse m_2 ergibt sich aus den Massen der Kurzwelle, der ersten und zweiten Arbeitswelle, der Vorgelegewelle und den sie verbindenden Kupplungen, den vier Ritzeln, die auf den Antriebswellen sitzen, den ersten beiden Linealholmen und dem ersten Linealaufsatz sowie der auf dem Linealaufsatz montierten Kantvorrichtung.

Der dritte und vierte Linealholm werden zur Masse m_3 zusammengefasst.

Die Masse m_4 besteht aus dem Gewicht des zweiten Linealaufsatzes und der sich darauf befindenden Kantvorrichtung. Die Federsteifigkeiten werden anhand der nachstehenden Gleichungen bestimmt bzw. angenommen.

Die Steifigkeit c_3 der Linealholme wird mittels Glg. (4.1) bestimmt.

$$c_3 = \frac{E \cdot A}{L} \quad \text{Glg. (4.1)}$$

Die Torsionssteifigkeiten der Wellen (des Wellenstrangs) wurden in Kapitel 2.2.1 (Seite 26) bestimmt.

Über die Arbeits- bzw. Leistungsbilanz wird die Torsionssteifigkeit in die Federkonstante einer Spiralfeder umgerechnet (Glg. (4.2) bis Glg. (4.7)).

$$dW = F \cdot dr = F \cdot v \cdot dt \quad \rightarrow \quad P = F \cdot v \quad \text{Glg. (4.2)}$$

$$dW = M \cdot d\varphi = M \cdot \omega \cdot dt \quad \rightarrow \quad P = M \cdot \omega \quad \text{Glg. (4.3)}$$

$$F \cdot v = M \cdot \omega \quad \text{Glg. (4.4)}$$

$$c_2 \cdot x \cdot v = c_t \cdot \varphi \cdot \omega \quad \text{Glg. (4.5)}$$

$$c_2 \cdot \varphi \cdot r \cdot \omega \cdot r = c_t \cdot \varphi \cdot \omega \quad \text{Glg. (4.6)}$$

$$c_2 = \frac{c_t}{r^2} \quad \text{Glg. (4.7)}$$

Die Steifigkeit c_t des Getriebes in Kombination mit den Antriebsmotoren wird angenommen. Die Reibwerte zwischen den Bauteilen werden anhand der typischen Reibwerte der Werkstoffpaarungen festgelegt.

Die sich anhand dieser Daten ergebenden Messergebnisse sind am Beispiel des Wellenstrangs des bestehenden Systems in den kommenden Abbildungen dargestellt. Der in Abb. 4.3 abgebildete Geschwindigkeitsverlauf des Wellenstrangs wird für die Charakterisierung in sieben Teilbereiche unterteilt.

Obwohl die maximale Verfahrensgeschwindigkeit des bestehenden Antriebs auf $v_{max} = 0,5 \text{ m/s}$ (= 500 mm/s) beschränkt ist, haben die Massen eine absolute Anfangsgeschwindigkeit $v_l = 750 \text{ mm/s}$ erhalten. Diese Anfangsgeschwindigkeit sinkt linear im ersten Teilbereich durch die wirkenden Reibkräfte und die fehlende Antriebskraft auf die gewünschte und reale Aufprallgeschwindigkeit $v_{max} = 500 \text{ mm/s}$. Mit dem Beginn des zweiten Teilbereiches treffen die beiden Antriebsstränge aufeinander. Der Wellenstrang wird im Laufe des zweiten Teilbereiches bis zum Stillstand $v_e = 0 \text{ mm/s}$ abgebremst.

Durch die Impulsübertragung bewegt sich der Wellenstrang ab dem dritten Abschnitt mit einer steigenden Geschwindigkeit in umgekehrter Richtung. Sie erreicht mit dem Ende dieses Bereiches die Höchstgeschwindigkeit in entgegengesetzter Richtung.

Im vierten Abschnitt wird die Geschwindigkeit durch die wirkenden Reibkräfte reduziert. Im fünften Teilbereich heben sich die auf die Massen wirkenden Kräfte nahezu auf, wodurch nur eine minimale Geschwindigkeitsänderung stattfindet. Mit dem Beginn des sechsten Intervalls überlagern sich die noch in den Federn wirkenden Kräfte und führen so zu einem kurzen Geschwindigkeitsanstieg des Wellenstrangs. Dies wird jedoch durch die stets wirkenden Reibkräfte wieder abgebaut. Die Bewegung des Wellenstrangs kommt somit zum Erliegen. Dies ist anhand der horizontal verlaufenden Linie im siebenten Teilbereich gut zu erkennen.

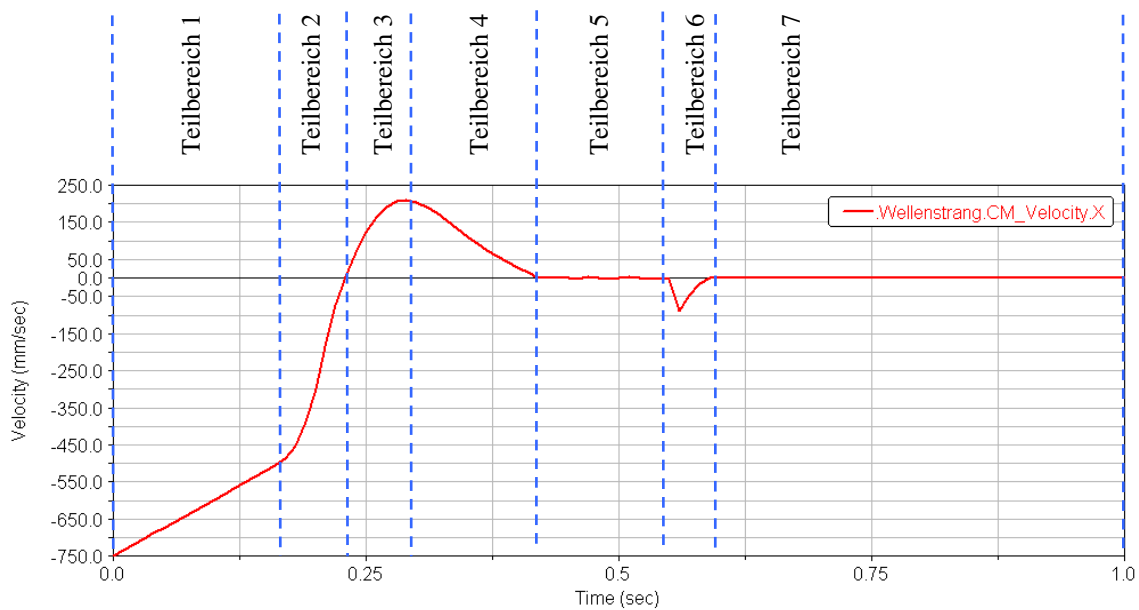


Abb. 4.3: Geschwindigkeitsverlauf für den Wellenstrang des bestehenden Systems anhand des geschwindigkeitsgesteuerten Feder-Masse-Modells eines der Antriebsstränge

Der Weg, den der Wellenstrang im Laufe der Simulation zurücklegt, wird in Abb. 4.4 gezeigt. Im ersten Teilbereich erfolgt durch die lineare Geschwindigkeitsabnahme eine quadratische Positionsänderung. Zu Beginn des zweiten Abschnitts erfolgt das Aufeinandertreffen des Linealaufsatzes und des Prellbocks. Durch diesen unelastischen Stoß reduziert sich die Geschwindigkeit der Positionszunahme bis der Wellenstrang am Ende des zweiten Bereichs eine maximale Auslenkung erreicht. Durch den Stoß wird der Wellenstrang in die Gegenrichtung bewegt. Im dritten Abschnitt erfolgt dies zunächst immer schneller, bis mit dem Beginn des vierten Intervalls der Wendepunkt erreicht ist und von da an immer langsamer vonstatten geht. Im fünften Zeitbereich erfolgt nahezu keine Positionsänderung bis durch die Überlagerung der in den Federn wirkenden Kräfte ein letzter Ruck erfolgt, bevor die Bewegung des Wellenstrangs im siebenten Abschnitt gänzlich zum Erliegen kommt.

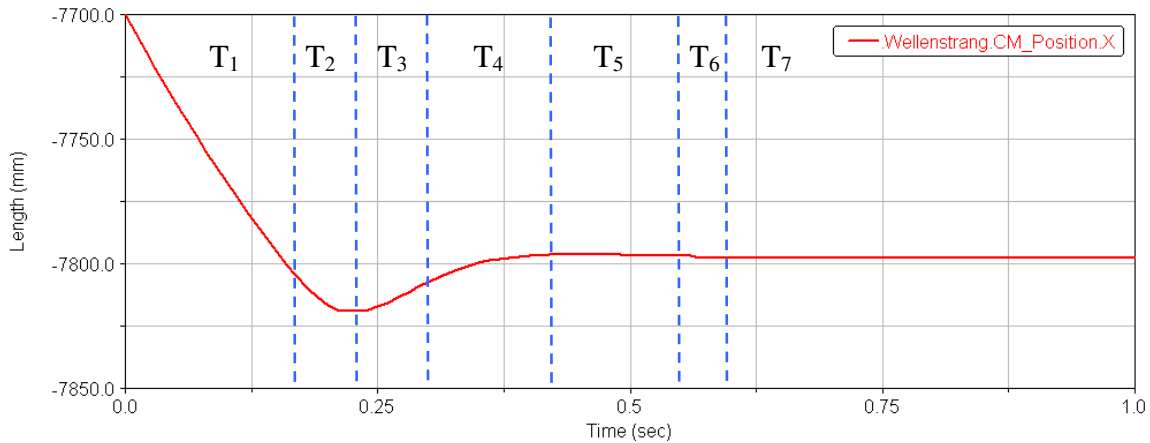


Abb. 4.4: Positionsverlauf für den Wellenstrang des bestehenden Systems anhand des geschwindigkeitsgesteuerten Feder-Masse-Modells eines der Antriebsstränge

Der in Abb. 4.5 gezeigte Beschleunigungsverlauf des Wellenstrangs ist im ersten Zeitintervall durch die lineare Geschwindigkeitsabnahme, bedingt durch die Reibkraft, annähernd konstant. Am Anfang des zweiten Abschnitts erfolgt durch den Stoßbeginn eine Verzögerung des Wellenstrangs (der sich in die negative x-Richtung bewegt) bis zum Stillstand. Im dritten Zeitfenster erfolgt die Beschleunigung in entgegengesetzter Richtung. Mit dem Beginn des vierten Abschnitts unterstreicht der Beschleunigungsverlauf die Nulllinie und führt somit zu einer Verzögerung des Wellenstrangs. Im fünften Zeitintervall erfolgt eine mehrmalige Änderung der Beschleunigungsrichtung. Dies erfolgt jedoch so schnell, dass der Wellenstrang nur bedingt darauf reagieren kann. Erst die etwas höhere Beschleunigungsänderung im sechsten Teilbereich hat die in Abb. 4.3 gezeigte Geschwindigkeitsänderung zu Folge. Im siebenten Zeitfenster ist der Wellenstrang zum Stehen gekommen und es erfolgt keine Beschleunigung mehr.

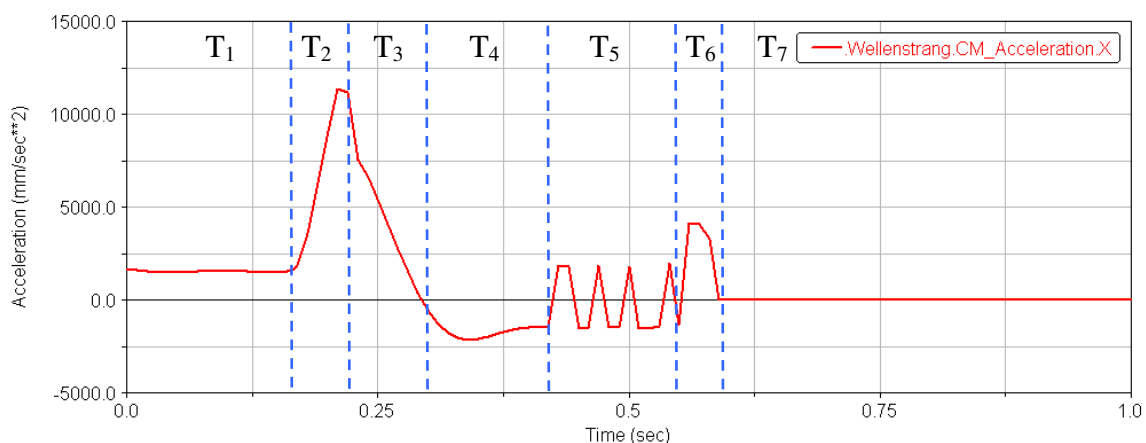


Abb. 4.5: Beschleunigungsverlauf für den Wellenstrang des bestehenden Systems anhand des geschwindigkeitsgesteuerten Feder-Masse-Modells eines der Antriebsstränge

Abb. 4.6 zeigt den Verlauf der kinetischen Energie des Wellenstrangs über der Zeit. Die kinetische Energie ist definiert als:

$$E_{kin} = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad \text{Glg. (4.8)}$$

Da sich der Absolutbetrag der Geschwindigkeit von anfangs $v_1 = 750 \text{ mm/s}$ bis zum Ende des ersten Abschnitts auf $v_{max} = 500 \text{ mm/s}$ senkt, verringert sich auch die kinetische Energie.

Der Aufprall des Linealaufsatzes auf den Prellblock spiegelt sich im Knickpunkt zwischen den ersten beiden Teilbereichen wieder. Ab diesem Zeitpunkt erfolgt eine rapide Abnahme der kinetischen Energie bis sie gänzlich in innere Energie, Federenergie und Umformenergie umgewandelt wird. Ein Teil der Federenergie wird im dritten Zeitbereich wieder in kinetische Energie umgewandelt, der Großteil wird jedoch durch die stets wirkende Reibung als Wärme umgewandelt. Im vierten Intervall wird auch die verbleibende kinetische Energie des Wellenstrangs durch die Reibarbeit in Wärme umgewandelt. Erst im sechsten Abschnitt wird wieder ein Teil der in den Federn steckenden Energie in kinetische Energie des Wellenstrangs umgewandelt. Dies wird jedoch ebenfalls über die Reibung als Wärme abgegeben.

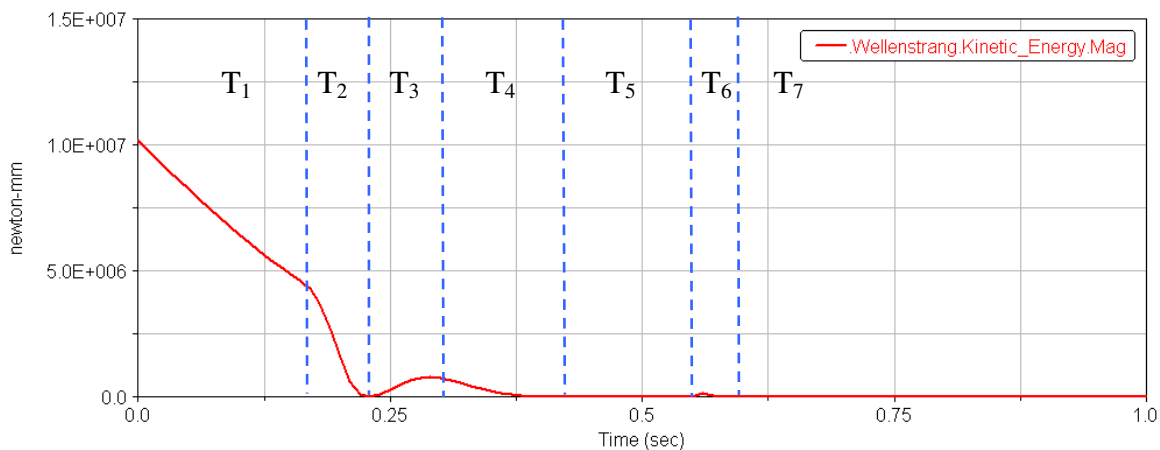


Abb. 4.6: Verlauf der kinetischen Energie für den Wellenstrang des bestehenden Systems anhand des geschwindigkeitsgesteuerten Feder-Masse-Modells eines der Antriebsstränge

Der Kraftverlauf der zweiten Feder, der den Wellenstrang repräsentiert, ist in Abb. 4.7 zu sehen. Alle Massen besitzen dieselbe Anfangsgeschwindigkeit und annähernd die gleichen Reibwerte, wodurch nur sehr geringe Kräfte in den Federn entstehen. Im zweiten Zeitintervall findet der erste Teil des Stoßvorganges statt. Durch das Abbremsen der Massen steigt die Federkraft sehr stark an, bis sie ihr Maximum am Ende dieses Bereichs erreicht.

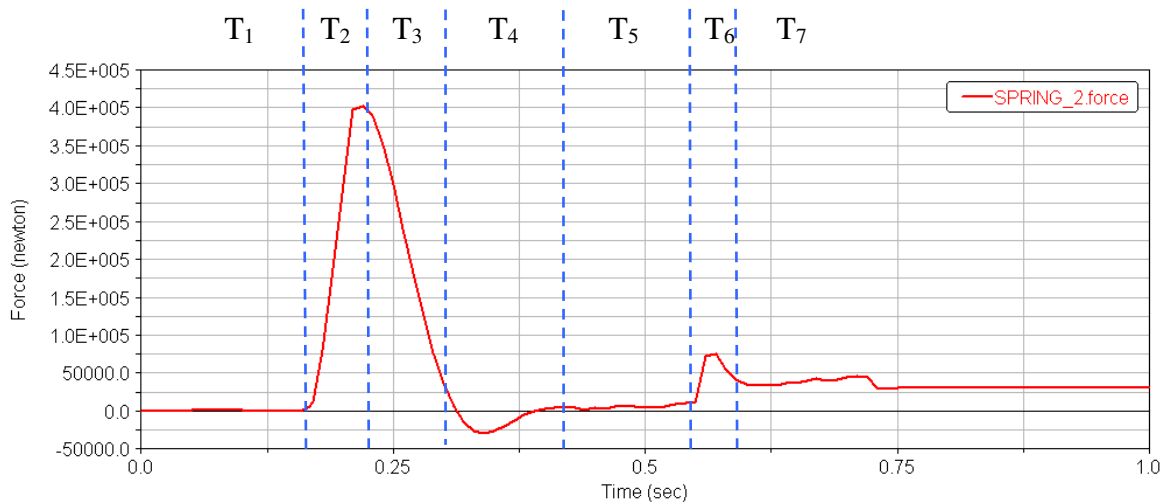


Abb. 4.7: Kraftverlauf im Wellenstrang des bestehenden Systems anhand des geschwindigkeitsgesteuerten Feder-Masse-Modells eines der Antriebsstränge

Danach (dritter Abschnitt) werden die Massen in die Gegenrichtung beschleunigt, wodurch sich die Federn entspannen und die Kraft abfällt. Im vierten Zeitfenster erfährt die zweite Feder durch die höheren Reibwerte der dritten und vierten Masse gegenüber der zweiten Masse eine Zugkraft. Diese wird jedoch schnell abgebaut und steigt erst wieder merklich an, wenn sich die Massen aufeinander zu bewegen (Teilabschnitt sechs), bevor sie durch die Reibwirkung endgültig zum Stehen kommen und nur eine Restfederkraft überbleibt.

Der in Abb. 4.8 dargestellte Federweg- bzw. Deformationsverlauf ist indirekt proportional zum Kraftverlauf. Das heißt mit zunehmender Druckkraft wird die Feder stärker zusammengedrückt und mit abnehmender Kraft entspannt sie sich wieder. Bei der im vierten Teilbereich wirkenden Zugkraft erfolgt demnach eine Verlängerung der Feder.

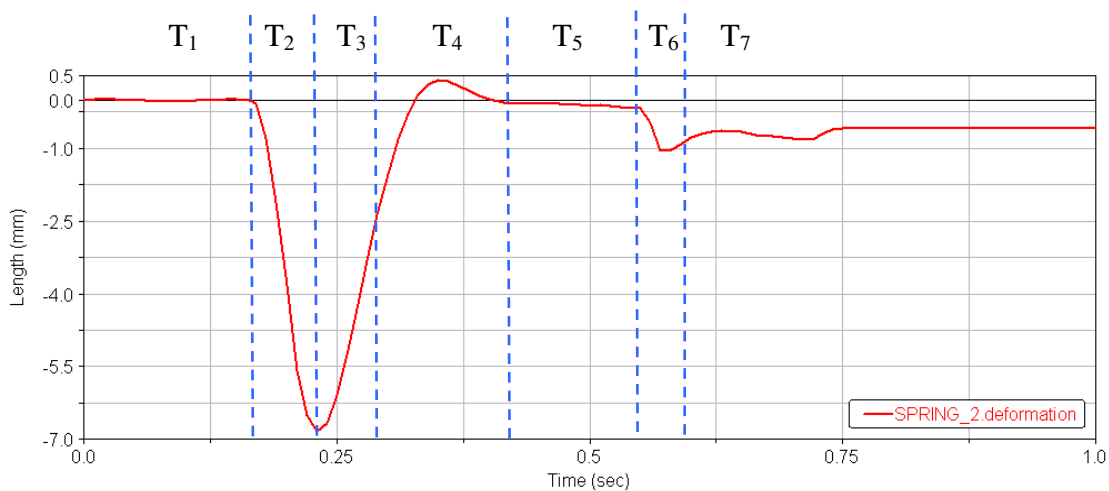


Abb. 4.8: Federweg des Wellenstrangs des bestehenden Systems anhand des geschwindigkeitsgesteuerten Feder-Masse-Modells eines der Antriebsstränge

4.2.2 Mechanische Lösungsvariante

Das Modell für das mechanische System ist identisch mit dem des bestehenden Systems. Die einzigen Unterschiede bestehen in den zum Teil unterschiedlichen Massen bzw. Federsteifigkeiten. Durch die Wahl neuer Antriebsmotoren und Getriebe ändern sich die Masse m_1 und die Steifigkeit c_1 . Durch die Entkoppelung der Wellenstränge ändern sich weiters die Masse m_2 und die Feder c_2 .

4.3 Kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge

Der Aufbau dieses Modells ist identisch mit jenem des geschwindigkeitsgesteuerten Feder-Masse-Modells. Ein Unterschied besteht jedoch in den Anfangsbedingungen. Im Gegensatz zum vorhergehenden Modell, besitzen die Massen keine Anfangsgeschwindigkeiten. Stattdessen wird die Masse m_1 , die das Getriebe und die Antriebsmotoren symbolisiert, mit der Kraft F beaufschlagt. Diese Kraft wirkt konstant und wird mit der Masse mitbewegt.

Sie repräsentiert die Antriebskraft $F_{kb} = 199 \text{ kN}$, die durch den Antriebsmotor über die Ritzel auf die Linealaufsätze wirkt (siehe Kapitel 1.3.2 Seite 4). Der Vorteil hierbei ist, dass die Kraft nach dem Stoß weiterhin wirkt, was der realen Fahrweise entspricht. Zwischen dem bestehenden und dem mechanischen System bestehen weiterhin die Unterschiede der Massen und der Steifigkeiten.

Das Modell der mechanischen Verschiebeeinrichtung unterscheidet sich von jenem des bestehenden durch die Wahl neuer Antriebsmotoren mit einer Leistung von $P_{m,gew} = 75 \text{ kW}$ bzw. einer Antriebskraft von $F_{km} = 149 \text{ kN}$. Weiters muss durch die Entkoppelung der Wellenstränge eine viel geringere Masse (annähernd die Hälfte) bewegt werden.

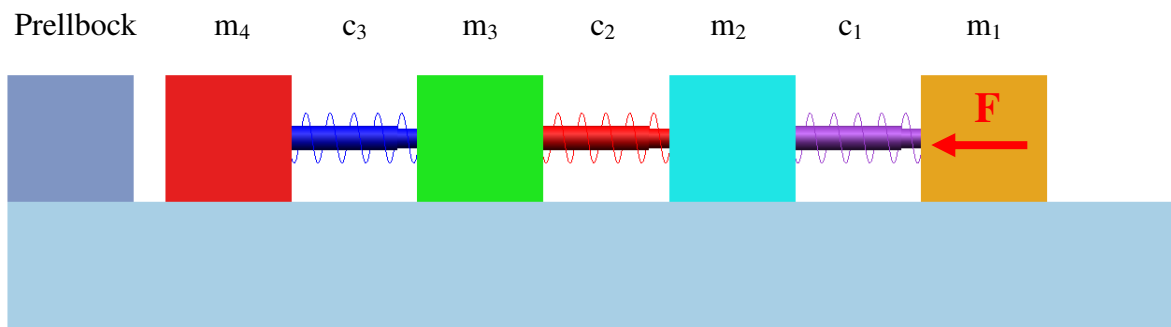


Abb. 4.9: Kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell

Der bei dem kraftgesteuerten Feder-Masse-Modell in der zweiten Feder entstehende Kraftverlauf ist in Abb. 4.10 für das mechanische System dargestellt. Der Verlauf wird hier ebenfalls in sieben Teilbereiche unterteilt.

Zu Beginn der Messung befinden sich noch alle Massen in Ruhe. Durch die äußere Belastung setzen sich die Massen nach und nach in Bewegung. Durch die Haftreibung der Linealaufsätze, die durch das hohe Gewicht um ein vielfaches größer ist als die der anderen Massen, steigen die Federkräfte.

Diese Haftreibung wird am Anfang des zweiten Teilbereichs überwunden. Dadurch sinkt die Federkraft auf das Niveau der noch vorhandenen Gleitreibung. Im dritten Zeitabschnitt erfolgt der erste Teil des Stoßvorganges, infolgedessen steigen die Kräfte auf ein Maximum. Durch die im vierten und fünften Zeitintervall entstehende Rückbewegung der Massen entspannen sich die Federn zunächst immer schneller (Abschnitt vier) bis der Wendepunkt der Kurve erreicht ist, um dann wieder langsamer (Abschnitt fünf) zu entspannen. Die Federkraft sinkt dadurch auf ein neues Minimum, bevor sie im sechsten Zeitfenster durch die ständig wirkende äußere Belastung wieder erhöht wird. Im siebenten Teilbereich kommt die Anlage zum Stehen und es bleibt eine Restkraft in den Federn.

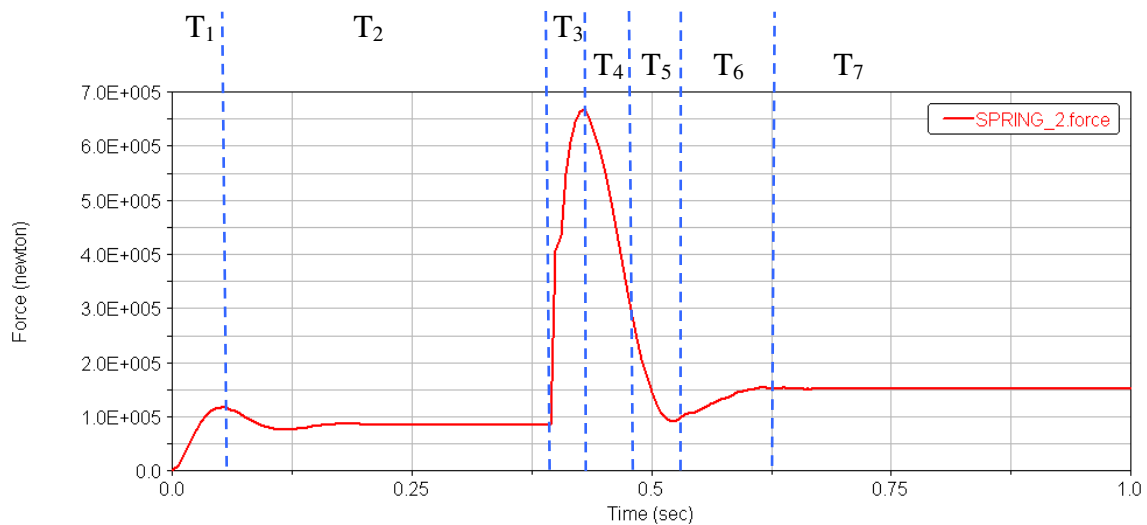


Abb. 4.10: Kraftverlauf im Wellenstrang des mechanischen Systems für das kraftgesteuerte Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge

Die Federlängenänderung ist indirekt proportional der Federkraft (Abb. 4.11). Eine zunehmende Druckkraft sorgt somit für eine abnehmende Federlänge und umgekehrt.

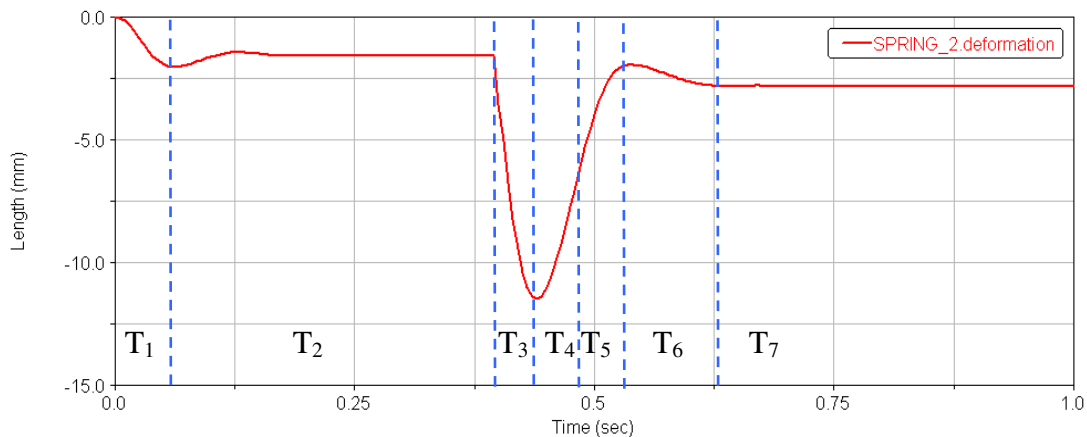


Abb. 4.11: Federweg des Wellenstrangs des mechanischen Systems für das kraftgesteuerte Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge

Die vom Antriebsmotor erzeugte äußere Kraft setzt die zweite Masse, die den Wellenstrang repräsentiert, in Bewegung (Abb. 4.12). Der Absolutbetrag der Geschwindigkeit des Wellenstrangs steigt zunächst. Da die Haftreibung der vierten Masse, also jene des Linealaufsatzes, noch nicht überwunden ist, stockt die Geschwindigkeitszunahme kurzzeitig zwischen dem ersten und zweiten Teilbereich. Während dem Rest des zweiten Intervalls erfolgt durch die äußere Kraft und die Gleitreibung eine konstante Zunahme der Geschwindigkeit. Am Anfang des dritten Zeitfensters wird die maximal mögliche Geschwindigkeit von $v_{max} = 500 \text{ mm/s}$ erreicht und es ereignet sich der Aufprall. Die Massen werden dadurch bis zum Stillstand verzögert und anschließend in die Gegenrichtung bewegt. Dies geschieht zunächst beschleunigt (vierter Bereich) und danach verzögert (fünfter Bereich), bis der Wellenstrang abermals still steht. Im sechsten Intervall werden die Massen durch die äußere Kraft nochmals kurz bewegt, bevor sie wieder am Prellbock anstehen und dort verharren.

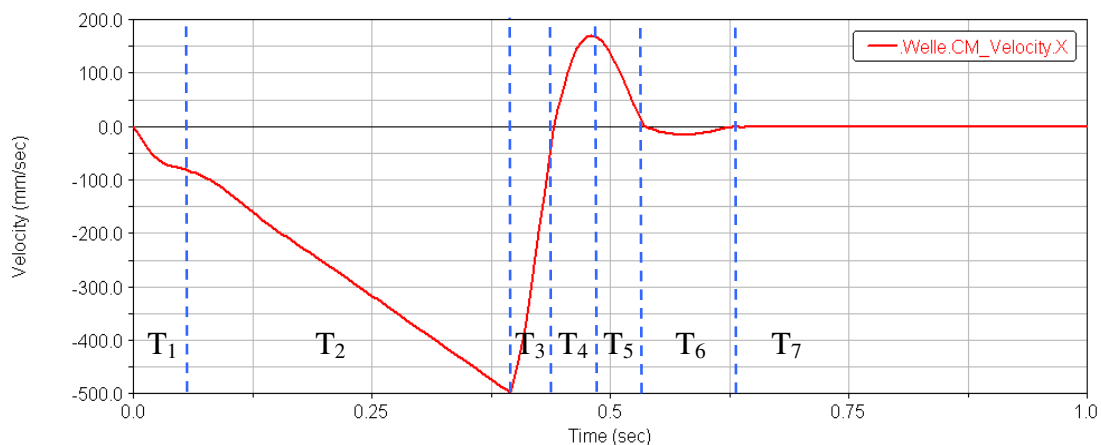


Abb. 4.12: Geschwindigkeitsverlauf des Wellenstrangs des mechanischen Systems für das kraftgesteuerte Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge

Als Folge der größtenteils konstanten Geschwindigkeitszunahme in den beiden ersten Teilbereichen ändert sich die Position des Wellenstrangs quadratisch mit der Zeit, bis zum Zusammenstoß am Anfang der dritten Phase (Abb. 4.13). Durch den unelastischen Stoß bewegen sich die Massen noch bis zum Ende der dritten Phase, bevor sie im vierten und fünften Intervall durch die beim Stoß wirkenden Kräfte in die entgegengesetzter Richtung geschoben werden. Die stets wirkende äußere Belastung sorgt noch für eine kurze Bewegung im sechsten Abschnitt bis der Linealaufsatz wieder am Prellbock anstehen und dort zum Stehen kommt.

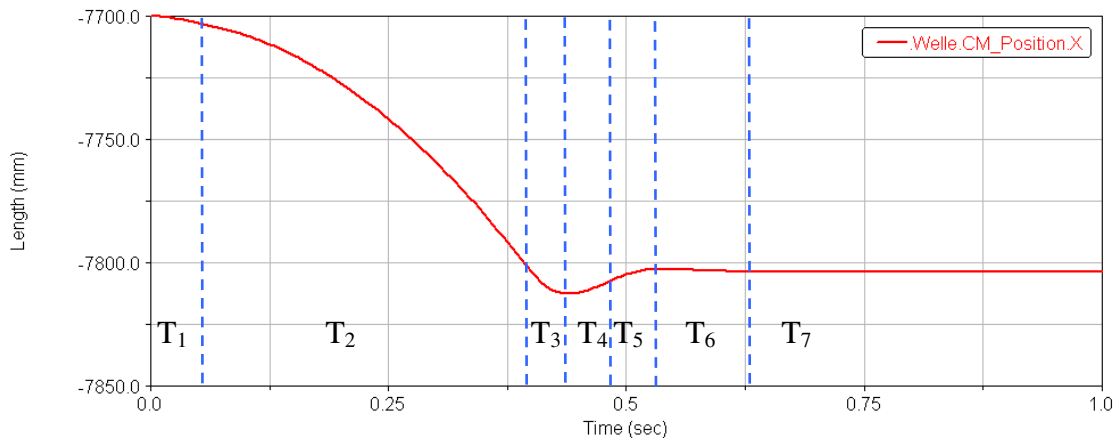


Abb. 4.13: Positionsverlauf des Wellenstrangs des mechanischen Systems für das kraftgesteuerte Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge

Mit dem Beginn der Messaufzeichnung beginnt auch die äußere Kraft zu wirken. Dies führt zunächst zu einem ruckartigen Anstieg der Beschleunigung im ersten Teilbereich (Abb. 4.14). Der Wellenstrang setzt sich in Bewegung und die Beschleunigung nimmt, bedingt durch die nach geschalteten noch ruhenden Massen, wieder ab. Am Anfang der zweiten Phase setzen sich alle Massen in Bewegung und die Beschleunigung nimmt wieder zu bis sie einen, der Gleitreibung entsprechenden, konstanten Wert erreicht hat. Durch den Stoßbeginn im dritten Zeitbereich werden die Massen stark verzögert. Zu beachten ist hier die negative Geschwindigkeitsrichtung, infolgedessen ändern sich auch die Vorzeichen der Beschleunigungen. Durch die beim Stoß wirkenden Kräfte werden die Massen in die positive Richtung beschleunigt (viertes Zeitfenster). Die von außen konstant wirkende Kraft führt im fünften Teilbereich zu einer Verzögerung und am Ende des sechsten Zeitbereichs sogar wieder zu einer Beschleunigung. Danach erfolgt der neuerliche Zusammenstoß des Linealaufsatzes mit dem Prellbock, der die beiden Spitzen des Beschleunigungsverlaufes zur Folge hat (zu Beginn des siebenten Intervalls).

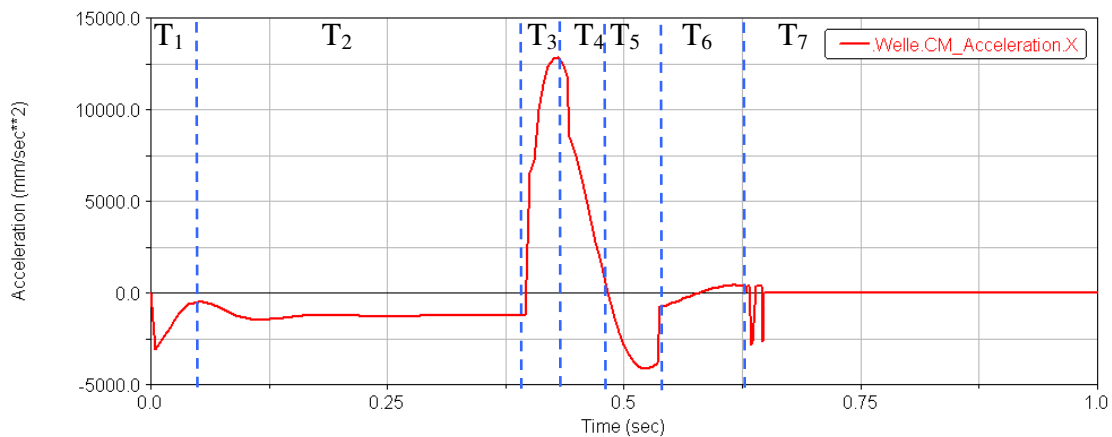


Abb. 4.14: Beschleunigungsverlauf des Wellenstrangs des mechanischen Systems für das kraftgesteuerte Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge

Der in Abb. 4.15 dargestellte Verlauf der kinetischen Energie des Wellenstrangs steigt in den ersten beiden Teilbereichen mit zunehmender Geschwindigkeitsaufnahme quadratisch an. Im dritten Zeitfenster erfolgt der Stoß und die Massen kommen kurzzeitig zum Stehen und die kinetische Energie wird zur Gänze in innere Energie bzw. in Federenergie umgeformt. Ein Teil dieser Energien wird im vierten Abschnitt wieder in kinetische Energie umgewandelt. Diese noch verbleibende kinetische Energie wird in der darauffolgenden Phase durch die Reibung in Wärme umgewandelt.

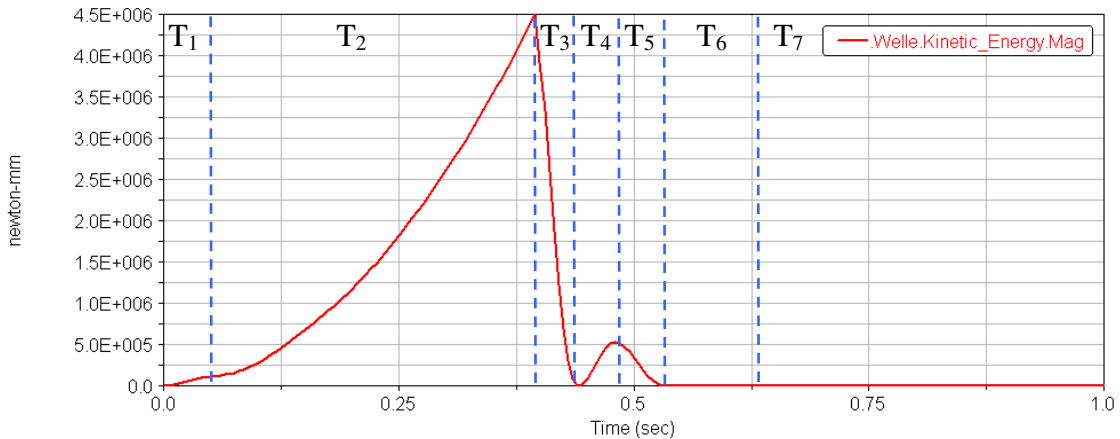


Abb. 4.15: Verlauf der kinetischen Energie des Wellenstrangs des mechanischen Systems für das kraftgesteuerte Feder-Masse-Modell einer der Antriebsstränge

4.4 Kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell beider Antriebsstränge

Beim kraftgesteuerten Feder-Masse-Modell mit Gegenmassen werden im Gegensatz zu den vorhergehenden Modellen beide Antriebsstränge durch Feder-Masse-Systeme repräsentiert.

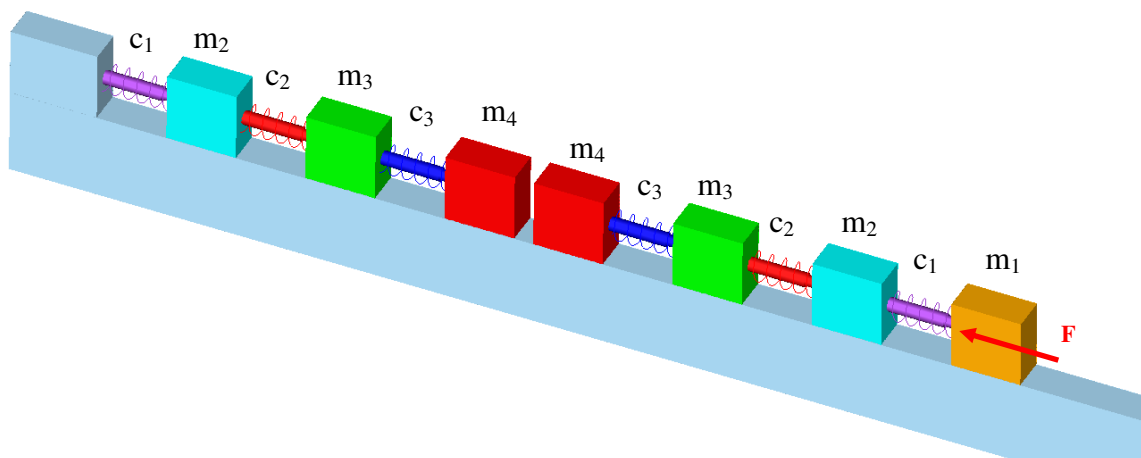


Abb. 4.16: Kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell mit Gegenmassen

Eines der Antriebsstränge wird, wie schon in Kapitel 4.3 erwähnt, durch vier Massen und drei Federn dargestellt, wobei die vierte Masse mit der Klemmkraft $F_k = 199 \text{ kN}$ beaufschlagt wird. Bei dem anderen Wellenstrang wird die vierte Masse durch ein unbewegliches Objekt ersetzt. Der Vorteil dieser Variante ist, dass die Steifigkeiten des zweiten Antriebsstrangs besser berücksichtigt werden können.

Die sich bei dieser Modellvariante ergebende Verläufe unterscheiden sich jedoch nur geringfügig von jenen des kraftgesteuerten Feder-Masse-Systems einer der Antriebsstränge und sind in Abb. 4.17, Abb. 4.18 und Abb. 4.19 zusammengefasst.

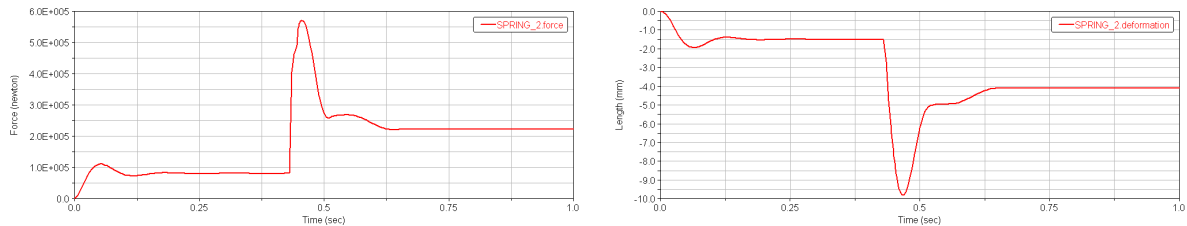


Abb. 4.17: Kraft- und Federwegverlauf des Wellenstrangs

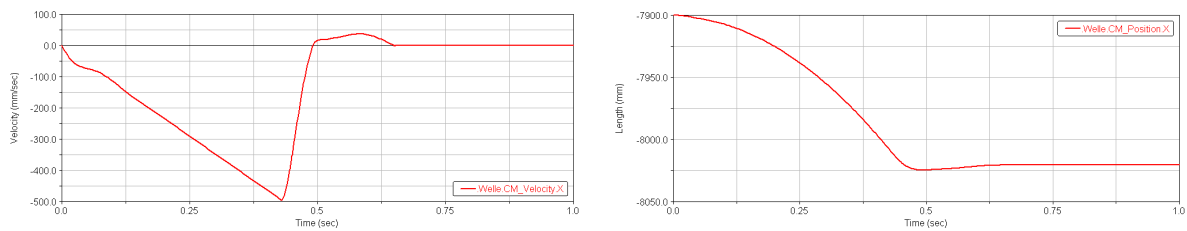


Abb. 4.18: Geschwindigkeits- und Positionsverlauf des Wellenstrangs

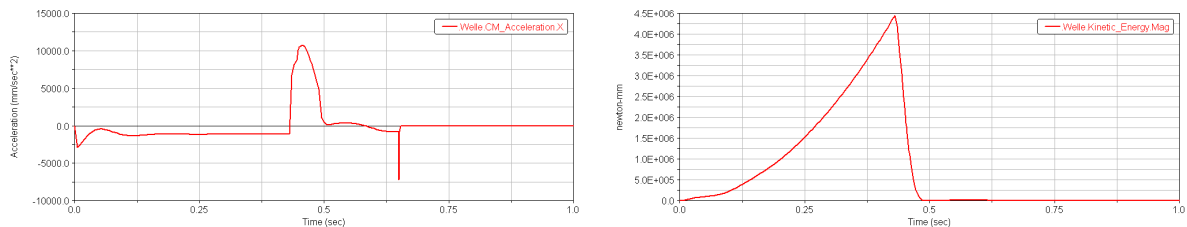


Abb. 4.19: Verlauf der Beschleunigung und der kinetischen Energie des Wellenstrangs

4.5 Detailliertes kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell beider Antriebsstränge

Die bisherigen drei Modelle lieferten zwar gute Ergebnisse, allerdings war es mit ihnen nicht möglich den Kraftverlauf an unterschiedlichen Punkten des Wellenstrangs zu bestimmen. Die maximal auftretende Kraft konnte zwar bestimmt werden, wo diese genau auftritt, konnte nicht bestimmt werden. Ein weiteres Manko der ersten drei Modelle ist, dass die Lage des Walzgutes zwischen Einlauf- und Auslaufseite nicht variiert werden kann. Dies spielt jedoch eine wesentliche Rolle, da die Steifigkeit des Wellenstrangs mit zunehmender Länge abnimmt.

4.5.1 Modell der bestehenden Lineareinheit

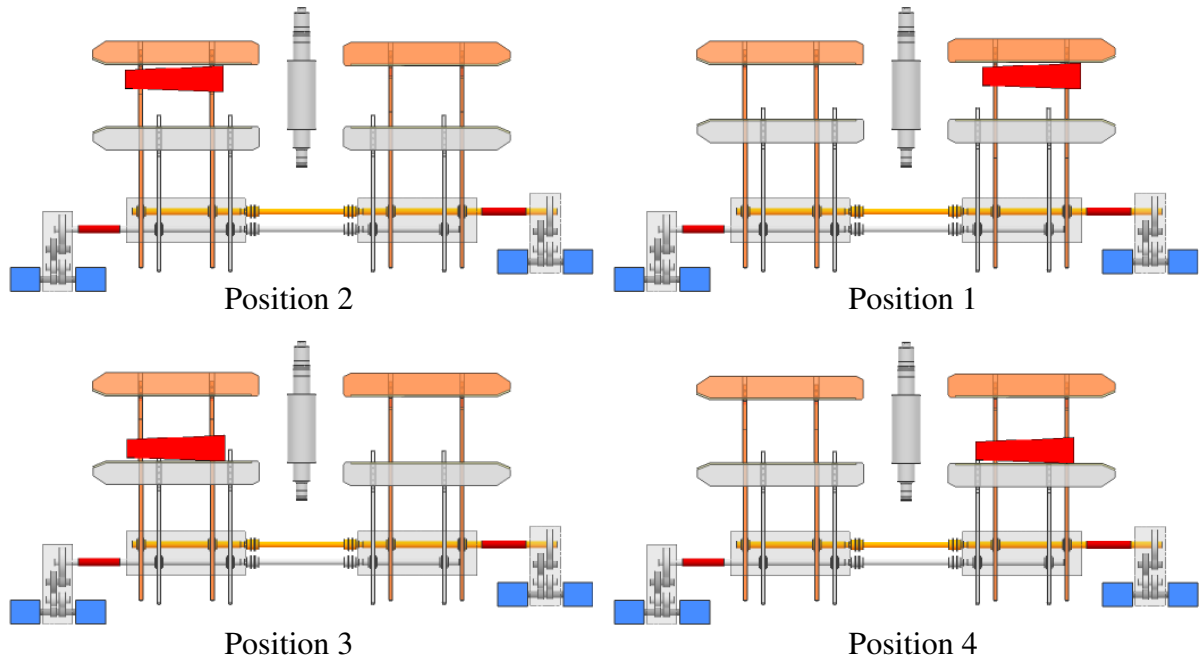


Abb. 4.20: Die vier möglichen Positionen des Walzgutes während der Richtarbeit

Je nach Lage des Walzgutes ergeben sich unterschiedliche Kraftverläufe in den einzelnen Wellenstrangabschnitten der beiden Wellenstränge. Das Walzgut kann während der Richtarbeit an jeden der vier Linealaufsätze anliegen, folglich ergeben sich vier Hauptpositionen und somit vier unterschiedliche Modelle (Abb. 4.20). Da jedoch der erste Wellenstrang, bei Lage des Walzgutes in der ersten bzw. zweiten Position, dieselben Kräfte erfährt wie der zweite Wellenstrang, bei Lage des Walzgutes in der vierten bzw. dritten Position, kann die Anzahl der Modelle auf zwei reduziert werden. Eine Reduktion auf ein Modell ist nicht möglich, da bei der Richtarbeit ein Wellenstrang in Bewegung und der andere in Ruhe ist und sich daher unterschiedliche Kraftverläufe ergeben.

Erstes Modell

Das erste Modell der bestehenden Lineareinheit in Abb. 4.21 stellt die Situation der Position 1 der Abb. 4.20 dar. Die Masse MuG_1 wird zu Beginn der Messaufzeichnung mit der Kraft $F = 199 \text{ kN}$ (entspricht der Antriebskraft) beaufschlagt. Diese setzt die Massen und ihre sie verbindenden Federn auf der linken Seite der Abb. 4.21 in Bewegung. Die Geschwindigkeit der Massen steigt mit fortlaufender Zeit, bis sie die beim realen System beschränkte maximale Geschwindigkeit von $v_{max} = 500 \text{ m/s}$ erreichen. Danach erfolgt der Zusammenstoß des zweiten Linealaufsatzes L_2 mit dem am dritten Linealaufsatz L_3 angelegten Walzgut. Der Linealaufsatz L_2 wird stark verzögert und in entgegengesetzter Richtung beschleunigt. Die anderen Massen auf der linken Seite befinden sich jedoch noch in der Vorwärtsbewegung.

Daher ist zu erwarten, dass die maximal auftretende Kraft in den Linealholmen, die den Linealaufsatz L_2 tragen, auftritt. Die Linealholme übertragen die wirkenden Kräfte über die Ritzel 3 und Ritzel 4 auf den Wellenstrang. Die Länge des Wellenstrangs bis zum dritten Ritzel ist kürzer als jene zum vierten Ritzel. Dadurch ist die Feder W_1R_3 steifer als die Feder W_1R_4 und wird folglich eine höhere Kraftspitze erfahren. Dieser Sachverhalt wird mittels der Simulation der ersten Modellvariante überprüft.

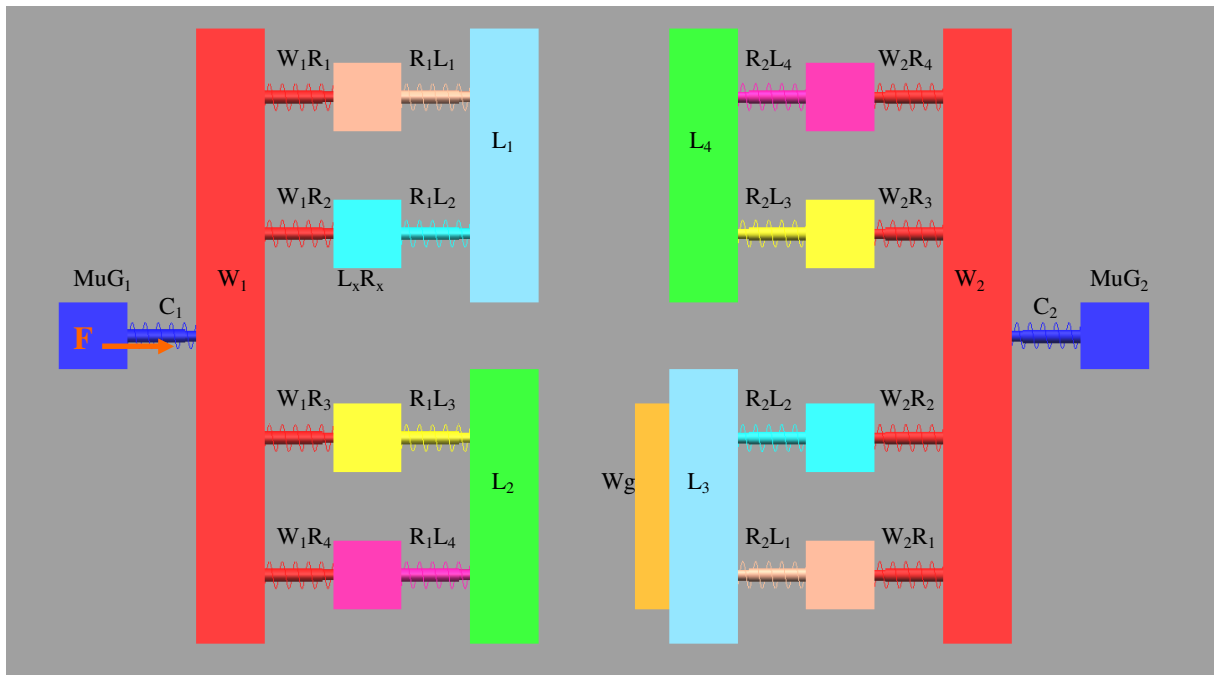


Abb. 4.21: Detailliertes kraftgesteuertes Feder-Masse-Modell beider Antriebsstränge für die bestehende Verschiebeeinrichtung

MuG_x	Masse von Motor und Getriebe
C_x	Steifigkeit des Motors und des Getriebes auf beiden Seiten gleich
W_x	Masse des Wellenstrangs
W_xR_y	Steifigkeit des Wellenstrangs bis zum Ritzel
R_xL_y	Steifigkeit eines Ritzels und eines Lineals für alle gleich
L_xR_y	Masse eines Ritzels und eines Lineals für alle gleich
L_x	Masse des Linealaufsatzes
W_g	Masse des Walzguts

Index x steht für die Antriebsstrangseite und Index y dient der Identifikation.

Die Masse MuG_x ergibt sich durch die Addition der Gewichte zweier Antriebsmotoren, eines Getriebes und der sie verbindenden Periflex-Kupplungen. Die Summensteifigkeit dieser Komponenten wird angenommen.

Die Masse W_x ergibt sich aus den Massen der Kurzwelle, der ersten und zweiten Arbeitswelle, der Vorgelegewelle und der Massen der Bogenzahnkupplungen. Durch die vier Ritzel werden bei der Richtarbeit vier unterschiedliche Momente auf den Wellenstrang übertragen. Da der Wellenstrang jedoch eine unterschiedliche Torsionssteifigkeit über der Länge aufweist, ist eine Unterteilung des Wellenstrangs in vier Abschnitte erforderlich. Der erste Abschnitt reicht von der Ankuppelung an das Getriebe bis zum ersten Ritzel und beinhaltet somit die Kurzwelle und einen Teil der ersten Arbeitswelle. Der zweite Abschnitt bildet die Länge zwischen dem ersten und dem zweiten Ritzel und enthält somit nur einen Teil der ersten Arbeitswelle. Der dritte Wellenstrangabschnitt reicht vom zweiten bis zum dritten Ritzel und ergibt sich somit aus dem letzten Stück der ersten Arbeitswelle, der Vorgelegewelle und dem ersten Teil der zweiten Arbeitswelle. Der vierte und letzte Abschnitt beinhaltet den Mittelteil der zweiten Arbeitswelle. Die Steifigkeit des Wellenstrangs entspricht somit der Steifigkeit des ersten Wellenstrangabschnitts und ist für beide Wellenstränge gleich groß. Die Torsionssteifigkeit des ersten Wellenstrangabschnitts $W_x R_1$ errechnet sich wie folgt:

$$W_x R_1 = \frac{1}{\frac{1}{c_{KW}} + \frac{1}{c_{A1}}} \quad \text{Glg. (4.9)}$$

Hierbei entspricht c_{KW} der Steifigkeit der Kurzwelle und c_{A1} der Steifigkeit jener Länge der ersten Arbeitswelle, die sich im ersten Wellenstrangabschnitt befindet. Die Steifigkeit der Bogenzahnkupplung wird als unendlich hoch angenommen und hat somit keinen Einfluss auf die Torsionssteifigkeit des Wellenstrangs. Die Torsionssteifigkeit des Wellenstrangs bis zum zweiten Ritzel $W_x R_2$ lässt sich durch Glg. (4.10) berechnen.

$$W_x R_2 = \frac{1}{\frac{1}{c_{KW}} + \frac{1}{c_{A1}} + \frac{1}{c_{A2}}} \quad \text{Glg. (4.10)}$$

Die Steifigkeit der ersten Arbeitswelle zwischen den ersten beiden Ritzeln wird durch c_{A2} berücksichtigt. Die Torsionssteifigkeiten des Wellenstrangs bis zum dritten bzw. vierten Ritzel lassen sich analog berechnen. Wie bereits bei den vorhergehenden Modellen erwähnt, werden die Torsionssteifigkeiten der Wellenabschnitte in Federsteifigkeiten der bei der Simulation verwendeten Spiralfedern umgerechnet (Glg. (4.2) bis Glg. (4.7)).

Die Masse $L_x R_y$ entspricht dem Gewicht eines Ritzels und eines Lineals. Die Steifigkeit des Lineals wird durch die Glg. (4.1) berechnet. Die Steifigkeit des Ritzels wird angenommen.

Die Massen L_x beinhalten das Gewicht der Linealaufsätze und der sich darauf befindenden Kantvorrichtung. Die Kontaktsteifigkeit für den Zusammenstoß wird angenommen.

Die für die Simulation gewählten Reibzahlen ergeben sich anhand der Werkstoffpaarungen. Die Freiheitsgrade der Masse werden auf einen Freiheitsgrad (die Bewegung in x-Richtung) eingeschränkt. Da jetzt alle erforderlichen Kenngrößen bestimmt wurden, kann mit der Simulation begonnen werden.

In Abb. 4.22 sind die Kraftverläufe jener Federn gezeigt, die die einzelnen Segmente des Wellenstrangs repräsentieren. Wie zu erwarten ist, tritt die höchste Kraft in der Feder W_{1R_3} auf, die den Wellenstrang bis zum dritten Ritzel darstellt.

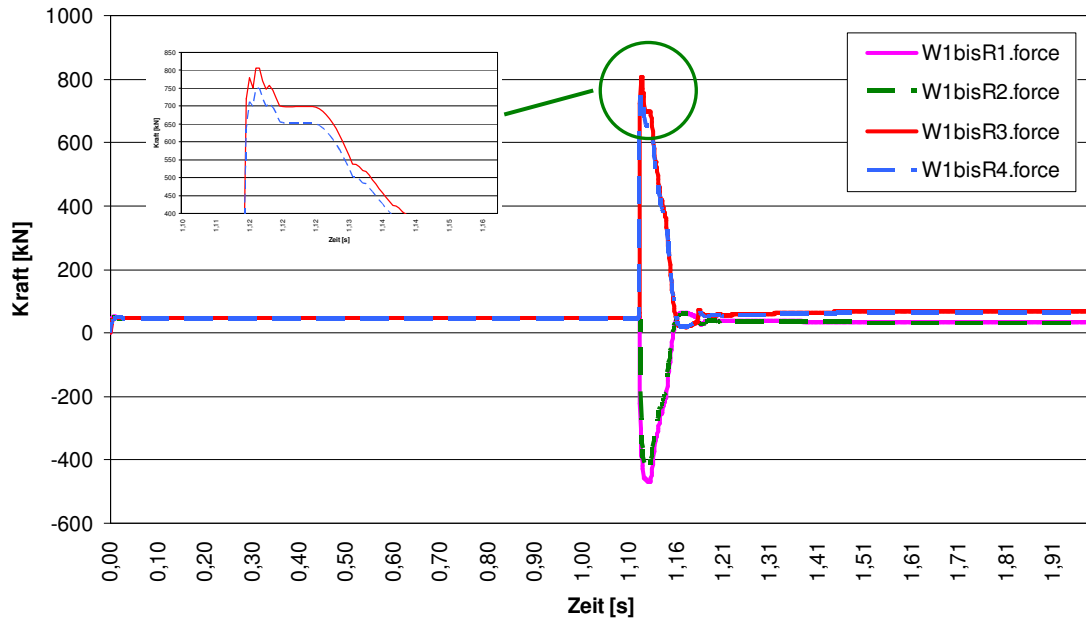


Abb. 4.22: Kraftverläufe der Federn, die die Steifigkeiten der unterschiedlichen Bereiche des ersten Wellenstrangs repräsentieren

Zur Charakterisierung des Kraftverlaufes ist der Verlauf der Feder W_{1R_3} in Abb. 4.23 in vier Zeitabschnitte unterteilt. Zu Beginn des ersten Bereiches setzt die vom Motor erzeugte Kraft den Wellenstrang in Bewegung, während die Linealaufsätze noch ruhen. Dadurch kommt es zu einer Druckkraftserhöhung in den Federn (Abb. 4.23 Detailansicht). Durch die steigende Kraft wird die Haftreibung der Linealaufsätze überwunden und sie setzen sich in Bewegung. Die Druckkraft in den Federn sinkt wieder da, nur die Gleitreibung überwunden werden muss. Die in den Federn wirkenden Kräfte bleiben bis zum Zusammenstoß konstant. Durch das Auftreffen des Linealaufsatzes L_2 mit dem Walzgut am Ende des ersten Teilbereiches kommt es zu einer schlagartigen Erhöhung der Federkraft.

Durch den Stoß wird ein Teil der in den Massen steckenden kinetischen Energie in innere Energie, Umformenergie und Federenergie umgewandelt und der andere Teil wird durch die Reibarbeit als Wärme abgeführt. Durch den Rückstoß wird der Linealaufsatz L_2 in entgegengesetzter Richtung beschleunigt. Diese Rückbewegung im zweiten Zeitbereich wird über den Wellenstrang auf die anderen Massen übertragen. Dadurch senkt sich die Kraft in der Feder W_{1R_3} .

Durch die noch wirkende Motorkraft steigt die Kraft im dritten Zeitfenster wieder an. Zu Beginn des vierten Intervalls kommen die Massen zum Stehen und es herrscht wieder die Haftreibung. Dies äußert sich durch die kleine Kraftspitze. Der Linealaufsatz liegt nun am Walzgut an und alle Massen kommen zum Stehen. Durch die Motorkraft erhöhen sich die Federkräfte noch ein wenig und es verbleibt eine konstante Restkraft.

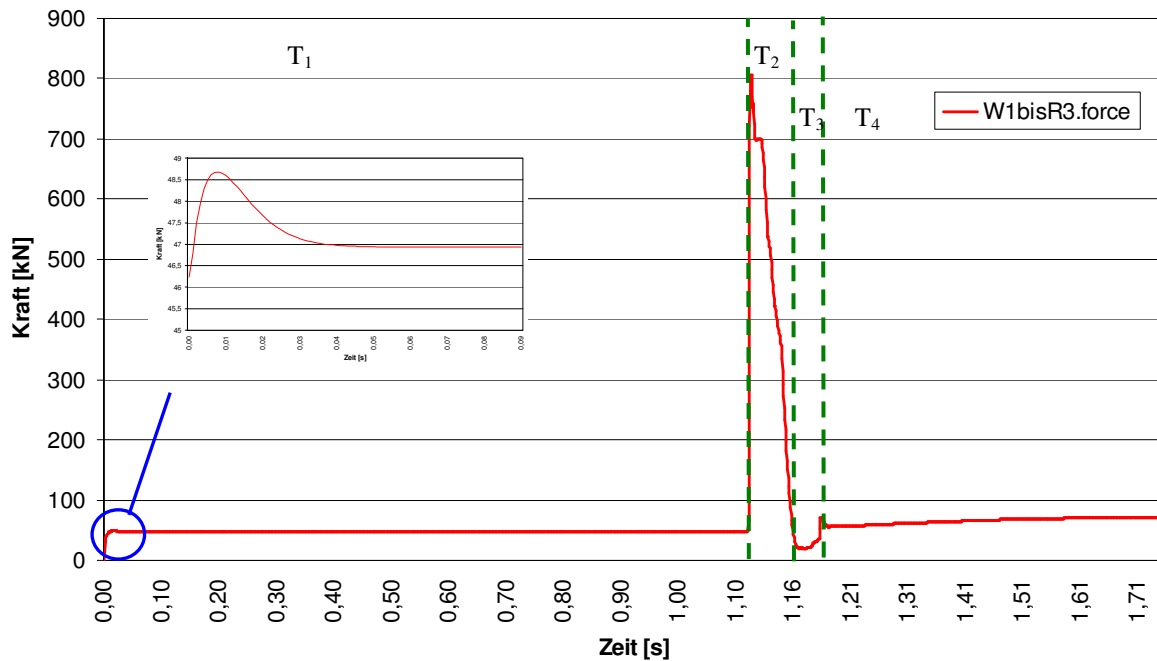


Abb. 4.23: Kraftverlauf in der Feder W₁R₃

Durch die Rückwärtsbewegung des zweiten Antriebsstrangs nach dem Stoß und die antreibende Vorwärtsbewegung des Motors kommt es im ersten und zweiten Teilbereich des Wellenstrangs zu einer negativen Kraft bzw. zu einer Torsionsspannung in umgekehrter Richtung (Abb. 4.22).

Abb. 4.24 stellt den Verlauf der Position und der Geschwindigkeit des, zweiten Linealaufsatzes dar. Durch die konstante, äußere Kraft erfolgt eine konstante Beschleunigung. Dies führt zu einem linearen Anstieg der Geschwindigkeit ($v = a \cdot t$) und somit zu einem quadratischen Anstieg der Position ($s = a \cdot t^2 / 2$) im ersten Zeitabschnitt. Der Stoßbeginn zwischen den ersten beiden Teilbereichen bedingt eine starke Verzögerung des Linealaufsatzes L₂. Dabei wird ein Teil der kinetischen Energie der Massen auf den zweiten Wellenstrang übertragen bzw. wird in Federenergie umgewandelt. Die Geschwindigkeit sinkt von ihrem Maximalwert auf null. Zu diesem Zeitpunkt erreicht der Linealaufsatz seine maximale Position.

Durch die Rücktransformation der Federenergie und inneren Energie in kinetische Energie wird der Linealaufsatz L₂ in entgegengesetzter Richtung beschleunigt. Die Geschwindigkeit steigt am Ende des zweiten Zeitfensters auf ein negatives Maximum. Diese Bewegung wird jedoch von der äußeren Kraft, zufolge des Antriebs, abgebremst. Die Massen kommen zum Stehen.

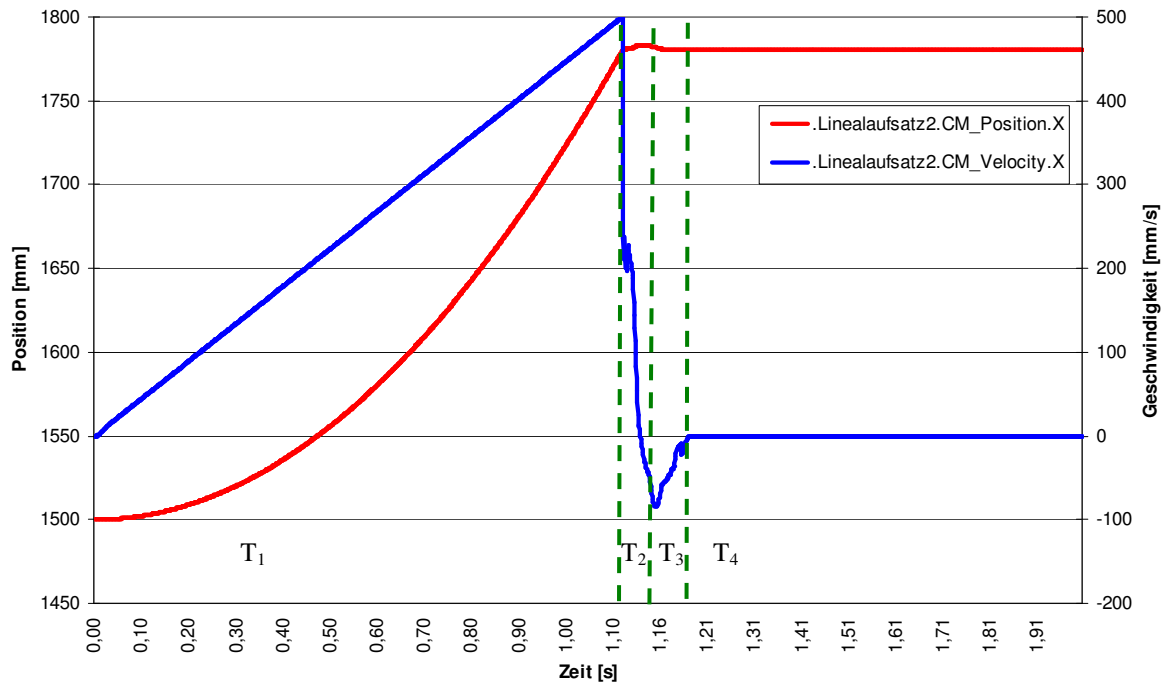


Abb. 4.24: Positions- und Geschwindigkeitsverlauf des zweiten Linealaufsatzes

Beim Stoßvorgang entstehen natürlich auch Kräfte im zweiten Wellenstrang. In Abb. 4.25 ist der interessante Zeitbereich der Kraftverläufe dieses Wellenstrangs abgebildet. Bis zum Zusammenstoß am Anfang des zweiten Bereichs herrschen keine Kräfte in den Federn des zweiten Antriebsstrangs.

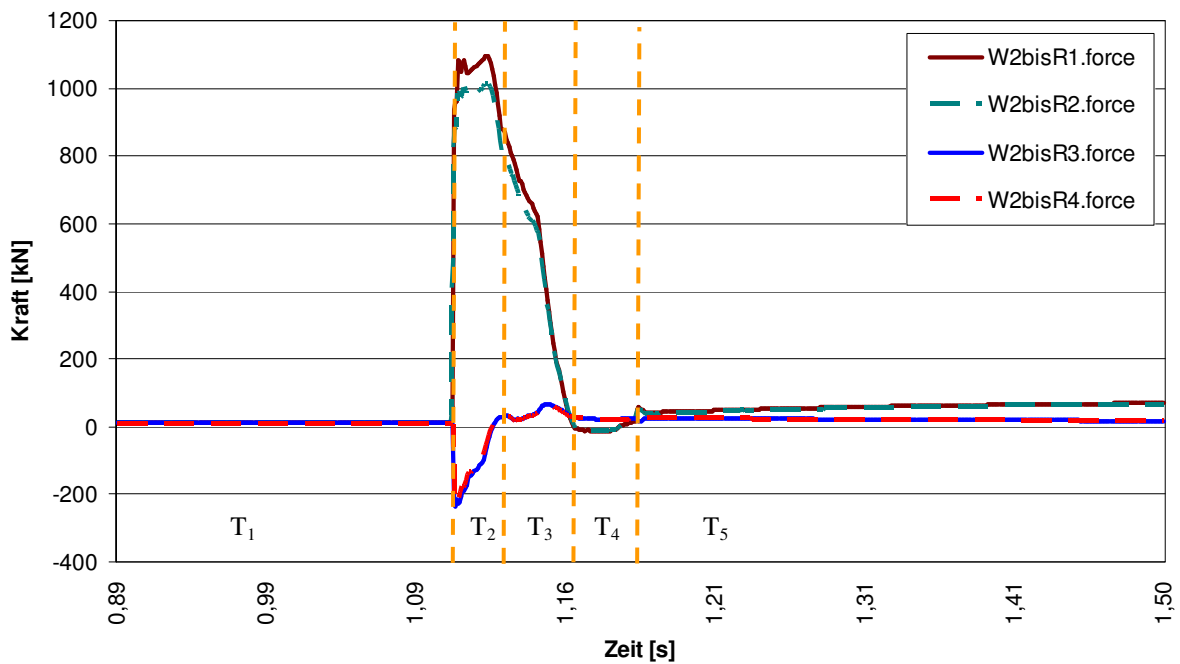


Abb. 4.25: Kraftverläufe in den unterschiedlichen Abschnitten des zweiten Wellenstrangs

Durch den Zusammenstoß des Linealaufsatzes L_2 auf das Walzgut, welches am Linealaufsatz L_3 anliegt, wird impulsartig eine Kraft in den Linealaufsatz L_3 eingeleitet. Die eingeleitete Kraft wird über das erste und zweite Ritzel des zweiten Wellenstrangs auf die anderen Bauteile übertragen und wird dadurch reduziert. Die höchste Kraft entsteht hierbei zwischen dem Getriebeabtrieb und den erste Ritzel. Dieser Teil des Wellenstrangs beinhaltet die Kurzwelle. Durch die geringere Länge ist dieser Bereich steifer als die folgenden und es entstehen höhere Kräfte. Dieser Kraft wirken die Reibkraft und die Motorkraft des zweiten Antriebs entgegen. Die Massen kommen zum Stehen und der Antriebsmotor sorgt im fünften Zeitbereich wieder für einen Anstieg der Federkraft.

Abb. 4.26 zeigt den Positions- und den Geschwindigkeitsverlauf des dritten Linealaufsatzes L_3 . Durch den Stoßimpuls, Anfang des zweiten Zeitfensters, steigt die Geschwindigkeit des Linealaufsatzes L_3 schlagartig auf ein Maximum. Der Bewegung wirken die Reibung und die Kraft des Antriebsmotors entgegen. Dadurch sinkt die Geschwindigkeit im Verlauf des zweiten Zeitbereichs, da sie jedoch noch positiv ist, verschiebt sich der Linealaufsatz in positiver Richtung. Die Geschwindigkeit sinkt im Übergang zum nächsten Zeitbereich auf null und der Linealaufsatz erreicht seine maximale Position.

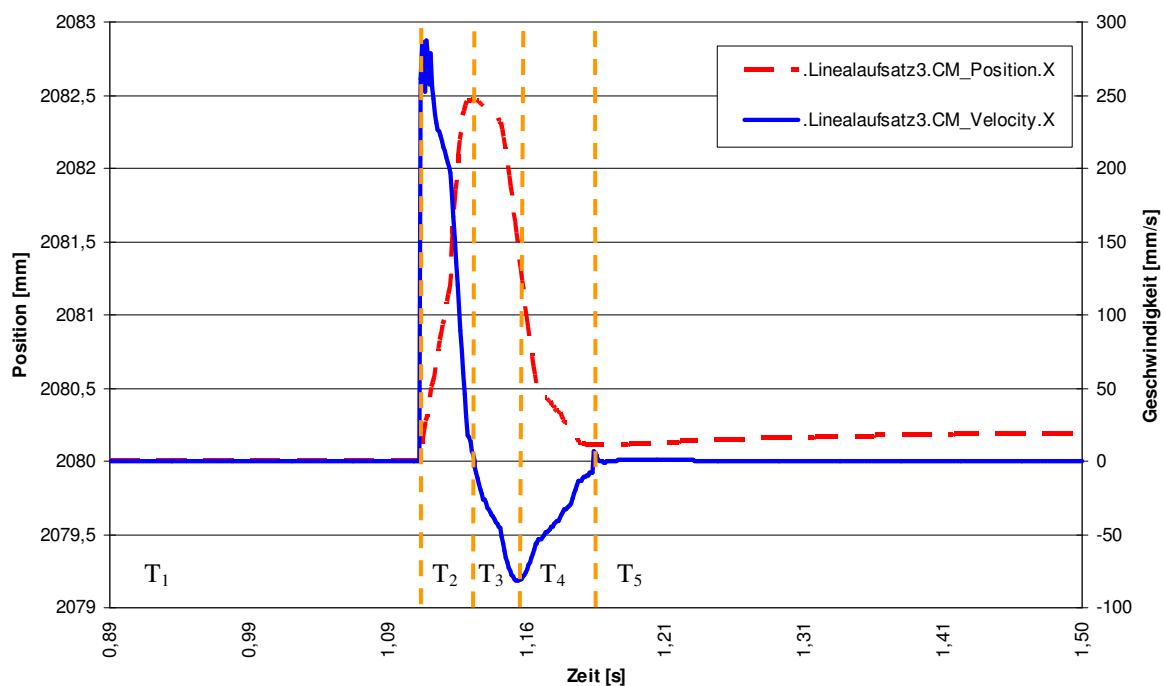


Abb. 4.26: Positions- und Geschwindigkeitsverlauf des dritten Linealaufsatzes

Der Antriebsmotor beschleunigt den Linealaufsatz im dritten Intervall nun in die entgegengesetzte (negative) Richtung und die Massen bewegen sich in Richtung ihrer ursprünglichen Positionen. Der Linealaufsatz L_3 verschiebt das Walzgut mit sich mit und kommt bedingt durch die Reibung und das Entgegenwirken des ersten Antriebsstrangs zum Stehen. Der Stoßvorgang induziert über die ersten beiden Ritzel des zweiten Wellenstrangs eine Kraft im Wellenstrang. Diese Kraft führt zu einer Torsionsspannung.

Die Simulation hat gezeigt, dass für diesen Fall die höchsten Kräfte im ersten Abschnitt des zweiten Wellenstrangs und somit in der Kurzwelle entstehen.

Zweites Modell

Das zweite Modell in Abb. 4.27 des bestehenden Systems unterscheidet sich nur unwesentlich vom ersten Modell, und zwar durch die Position des Walzgutes. Diese spielt jedoch eine wichtige Rolle, da es von ihr abhängt, wo der Zusammenstoß stattfindet. Das ist deshalb wichtig, da die Federn, die den Wellenstrang mit den Ritzeln verbinden, unterschiedliche Steifigkeiten aufweisen. Weiters entstehen im bewegten und unbewegten Antriebsstrang unterschiedliche Kräfte. Bei diesem Modell trifft der Linealaufsatz L_1 , der vom ersten und zweiten Ritzel des ersten Wellenstrangs angetrieben wird, über das Walzgut auf den Linealaufsatz L_4 , der mit dem dritten und vierten Ritzel des zweiten Wellenstrangs verbunden ist. Das heißt das Walzgut befindet sich auf der zweiten Position.

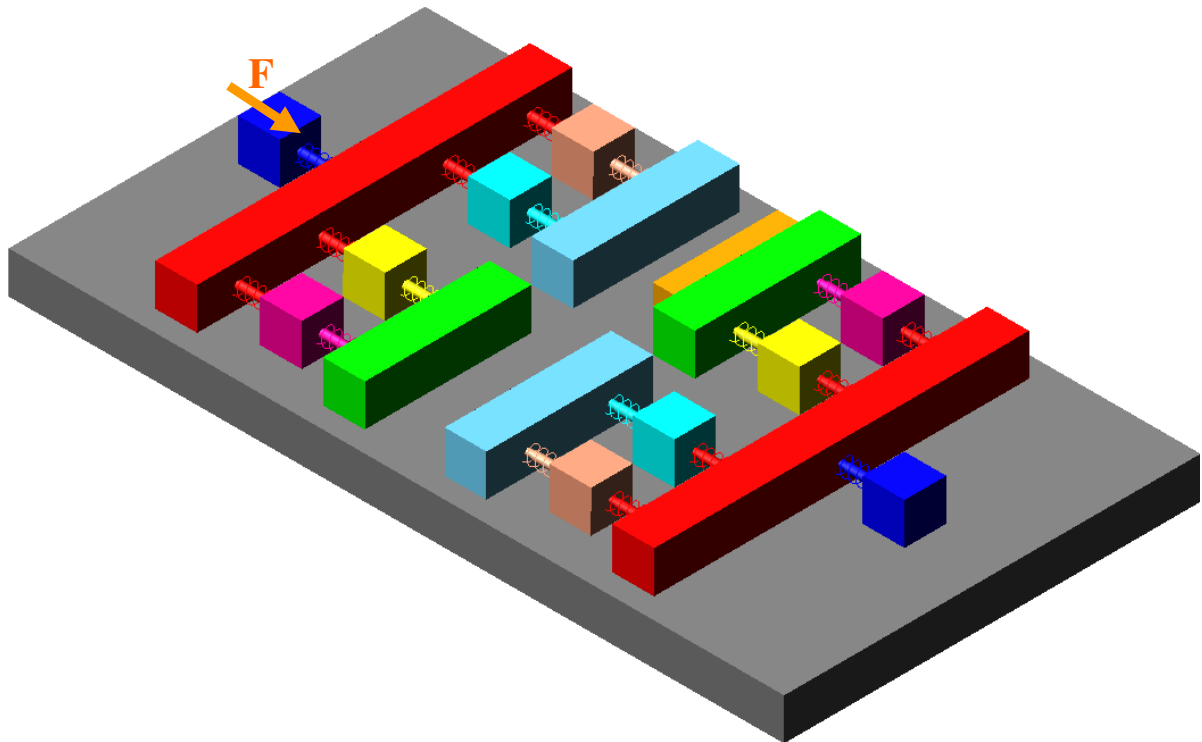


Abb. 4.27: Zweite Modellvariante der bestehenden Verschiebeeinrichtung

Die vom Antriebsmotor erzeugte Kraft $F_{kb} = 199 \text{ kN}$ treibt den Wellenstrang, die auf ihr befindlichen Ritzel und somit auch die beiden Linealaufsätze L_1 und L_2 an. Dies führt, nach der Überwindung der Haftreibung, zu einer konstanten Kraft in den Federn. Der Kraftverlauf ist für die Zeitdauer des Zusammenstoßes in Abb. 4.28 dargestellt. Der Verlauf wird weiters in fünf Teilintervalle (T_1 bis T_5) unterteilt.

Der Stoßvorgang beginnt zwischen dem ersten und dem zweiten Intervall. Durch das Auftreffen des Linealaufsatzes L_1 auf das Walzgut und somit auf den Linealaufsatz L_4 wird der erste Linealaufsatz stark verzögert. Diese Verzögerung führt zu einer Druckkraftspitze in den Federn W_{1R_1} und W_{1R_2} . Dies wird vom Antriebsmotor noch verstärkt. Die Ritzel übertragen die Verzögerung auf den gesamten Wellenstrang. Der Linealaufsatz L_2 trifft auf kein Hindernis und fährt weiter. Dies führt zur Zugkraftspitze in den Federn W_{1R_3} und W_{1R_4} . Im zweiten und dritten Teilbereich verteilen sich die Kräfte über den gesamten Wellenstrang und zwingen die Massen sich in die entsprechende Richtung zu bewegen. Dadurch entspannen sich die Federn und die Kräfte werden abgebaut. Im vierten Intervall senken sich die Kräfte auf ein Minimum, bevor die Massen zum Stehen kommen und die Antriebskraft zu einen leichten Anstieg der Federkräfte führt. Die während dem Vorgang absolut gesehen höchste Kraft tritt in der Feder W_{1R_1} auf.

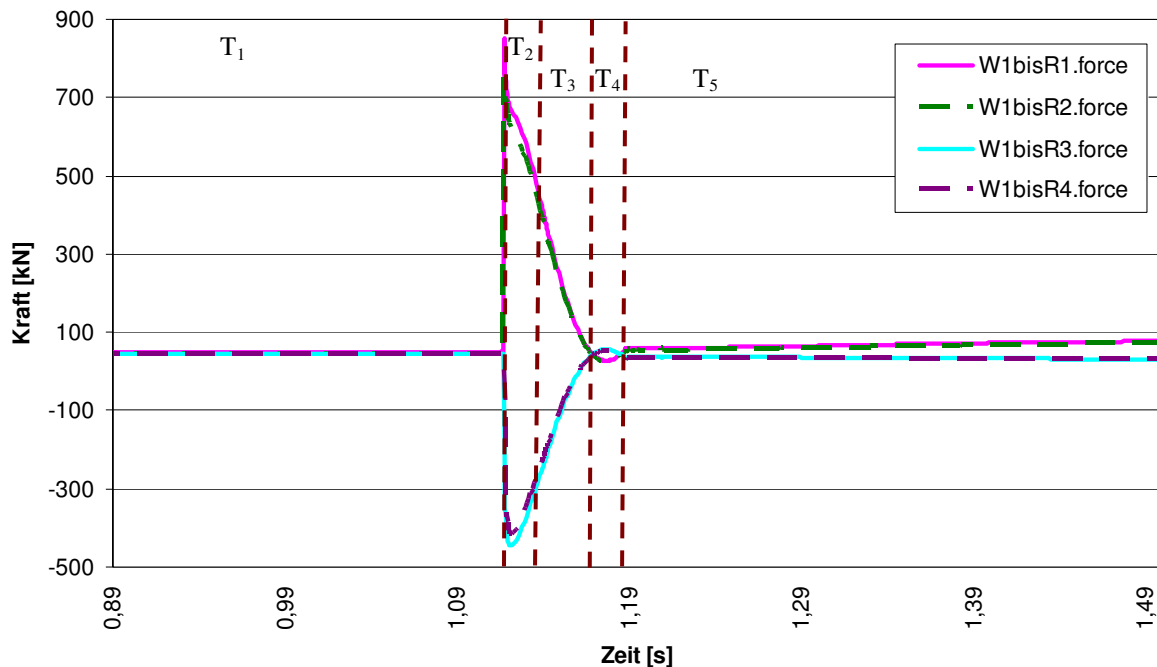


Abb. 4.28: Kraftverläufe in den unterschiedlichen Abschnitten des ersten Wellenstrangs

In Abb. 4.29 sind der Positions- und der Geschwindigkeitsverlauf des Linealaufsatzes L_1 während dem Stoßvorgang abgebildet. Der lineare Anstieg der Geschwindigkeit bis zum Stoß wird durch die konstante Antriebskraft und somit durch die konstante Beschleunigung gebildet. Der Positionsverlauf ist demnach quadratisch. Beim Stoßbeginn im Übergang vom ersten zum zweiten Teilbereich fällt die Geschwindigkeit, durch die hohe Verzögerung stark ab. Der unelastische Stoß führt im zweiten Teilbereich zu einer weiteren Abnahme der Geschwindigkeit bis zum Stillstand. Der Linealaufsatz erreicht hierbei seine maximale Auslenkung. Während des ersten Teils des Stoßvorgangs wird die Energie des ersten Antriebsstrangs zum Teil auf den zweiten Antriebsstrang übertragen. Die übertragene Energie wird im zweiten Teil des Stoßvorgangs teilweise auf den ersten Antriebsstrang zurück übertragen. Dies führt zur Beschleunigung der Massen in die negative Richtung. Dies erklärt die negative Geschwindigkeitszunahme im dritten Zeitfenster.

Dieser Bewegung wirkt jedoch die Antriebskraft entgegen, wodurch sie im vierten Teilbereich wieder abgebremst wird und es zum Stillstand der Massen kommt. Die Linealaufsätze L_1 und L_4 wirken nun gegeneinander und es kommt zu keiner Positionsverschiebung. Üblicherweise endet der Manipulationsvorgang an dieser Stelle und der Vorwalzer verschiebt das Walzgut in den geforderten Kalieber der Blockwalze.

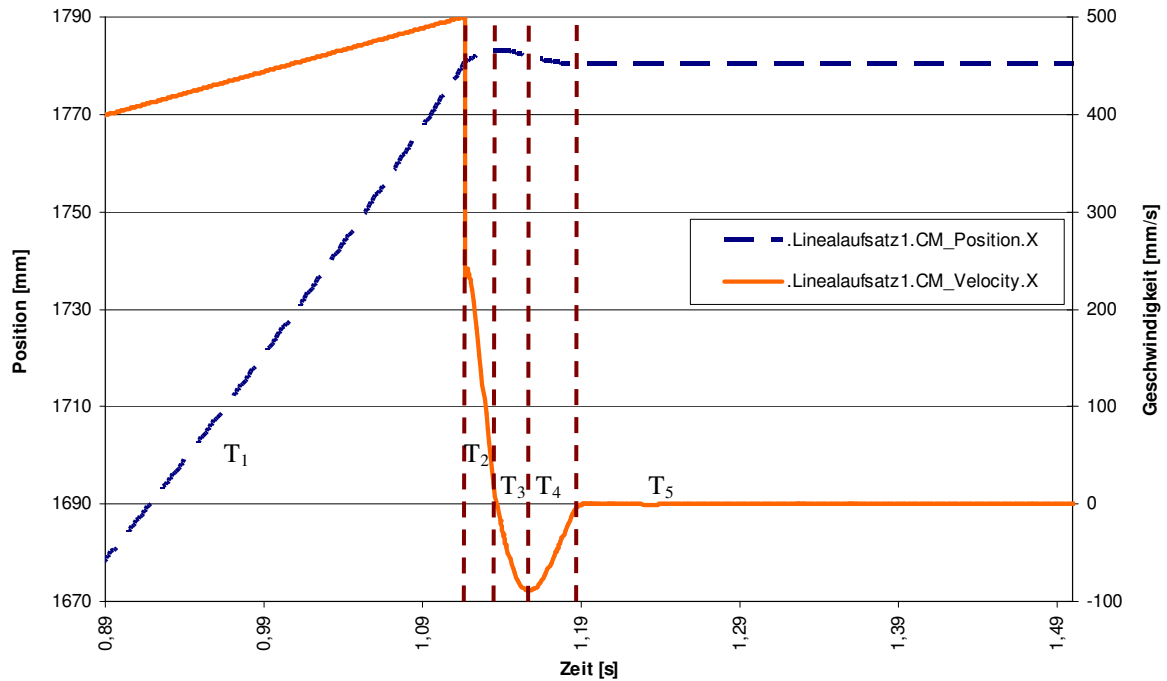


Abb. 4.29: Positions- und Geschwindigkeitsverlauf des ersten Linealaufsatzes

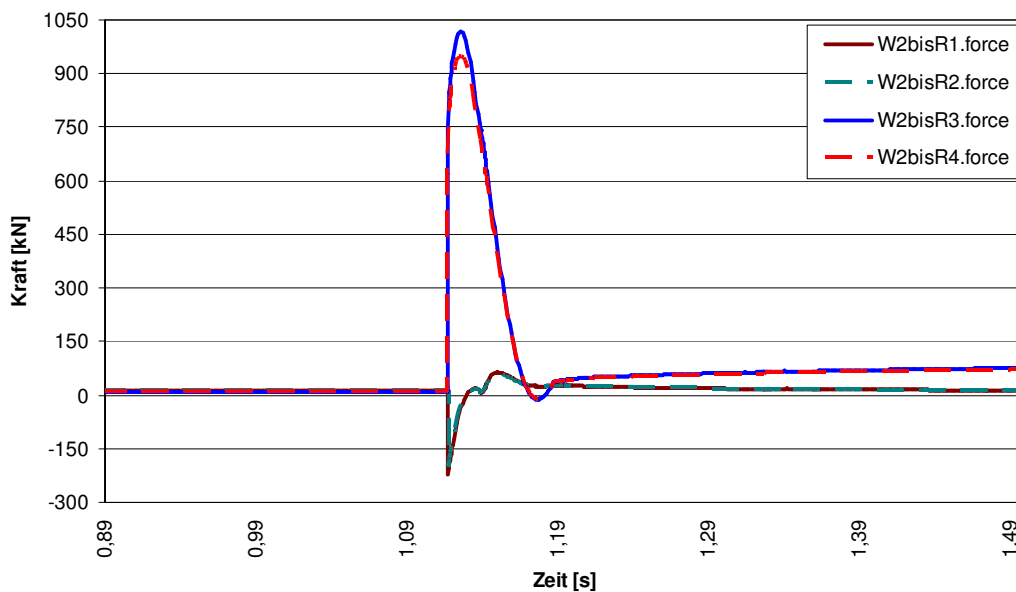


Abb. 4.30: Kraftverläufe in den einzelnen Wellenabschnitten des zweiten Wellenstrangs

Jeder Stoßvorgang verursacht Kräfte in allen am Stoß beteiligten Bauteilen. Durch den Stoßvorgang wird eine Kraft in den Linealaufsatz L_4 induziert. Dieser überträgt die Kräfte über die Lineale und Ritzel auf den Wellenstrang (Abb. 4.30). Da zu Beginn des Stoßes alle Massen des zweiten Antriebsstrangs ruhen, führt die ruckartige Bewegung des Linealaufsatzes L_4 zur Druckkraft Maxima in den Federn W_2R_3 und W_2R_4 , die diesen Linealaufsatz antreiben. Diese Ritzel übertragen die Kraft über den Wellenstrang auf den Linealaufsatz L_3 . Da dieser noch ruht, entstehen in den Federn W_2R_1 und W_2R_2 Zugkraftspitzen. Die im zweiten Wellenstrang höchste auftretende Kraft ist jene in der Feder W_2R_3 .

4.5.2 Modell der neuen mechanischen Lineareinheit

Beim neuen Modell gibt es, wie bei der bereits bestehenden Anlage, vier unterschiedliche Positionsmöglichkeiten des Walzgutes bei der Richtarbeit.

Der Unterschied der mechanischen Lösungsvariante zur bisherigen Lineareinheit ist, dass die neue mechanische Lösungsvariante anstatt zwei Wellensträngen, vier Wellenstränge besitzt. Diese vier Wellenstränge sind aber nicht alle identisch, es besteht jedoch eine paarweise Übereinstimmung. Das heißt es gibt zwar vier Wellenstränge, aber nur zwei unterschiedliche Ausführungen. Nämlich eine Ausführung mit der bestehenden Kurzwelle und eine Ausführung mit einer neuen etwas längeren Kurzwelle.

Daher sind für dieses System ebenfalls zwei Modelle erforderlich. Ein Modell bei dem das Walzgut am ruhenden Linealaufsatz des kürzeren Wellenstrangs (Abb. 4.31 Position 1) und ein Modell bei dem das Walzgut am ruhenden Linealaufsatz des längeren Wellenstrangs anliegt (Abb. 4.31 Position 4). Durch die paarweise Gleichheit der Wellenstränge ergeben sich in den auslaufseitigen Wellensträngen, bei der zweiten und dritten Walzgutposition, dieselben Kraftverläufe wie in den einlaufseitigen Wellensträngen bei der Walzgutposition eins und vier.

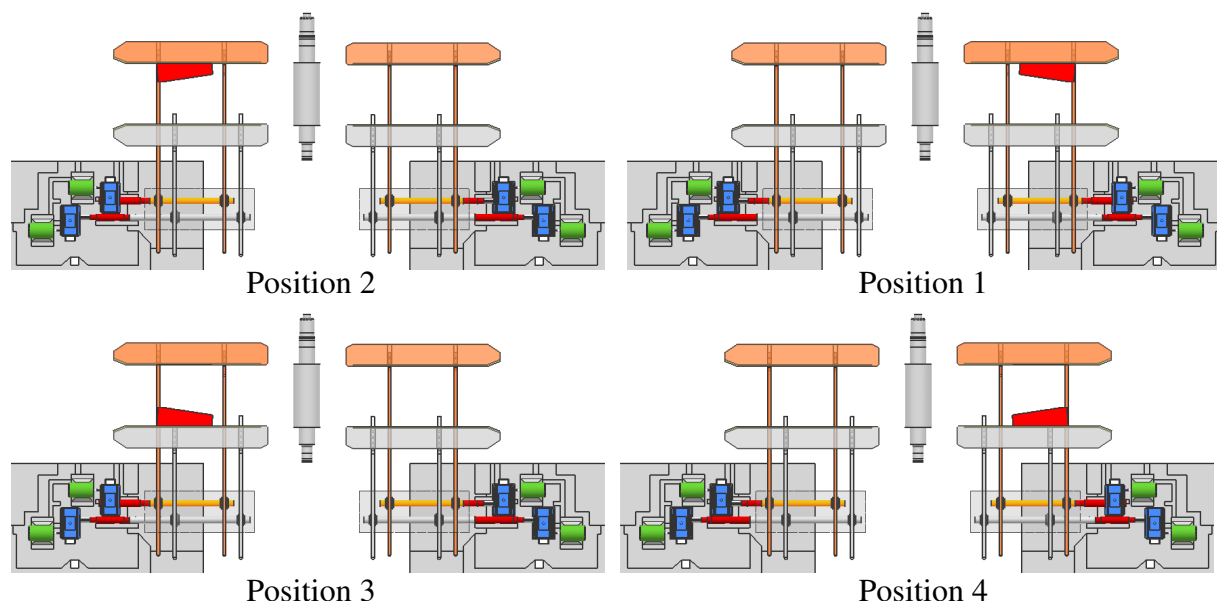


Abb. 4.31: Die vier Positionsmöglichkeiten des Walzgutes während der Richtarbeit bei der mechanischen Lösungsvariante

Die in Abb. 4.32 gezeigte Skizze der einlaufseitigen Antriebsstränge ist in Abb. 4.33 als Modell dargestellt. Hierbei werden der Motor und das Getriebe zu der Masse m_{MuG_x} zusammengefasst. Die Steifigkeit der Antriebseinheit wurde geschätzt und wird über die Feder MuG_x beachtet. Der Wellenstrang wird durch die Masse m_{W_x} berücksichtigt. Die Steifigkeit der Welle ist von ihrer Länge abhängig und wird daher von zwei Federn W_xR_y repräsentiert. Die Berechnung dieser Steifigkeiten erfolgt analog der Steifigkeitsberechnung der bestehenden Verschiebeeinrichtung. Weiters werden die Ritzel und ihrer Linealholme zu den Massen $m_{\text{R}_x\text{L}_y}$ zusammengefasst. Ihre Steifigkeiten fließen über die Federn R_xL_y in die Simulation mit ein. Die Linealaufsätze werden durch die Massen m_{L_x} repräsentiert. Der erste Index x steht für die Seite des Antriebes und der zweite Index y dient der Identifikation. Zum Beispiel W_1R_1 : sie ist die Steifigkeit des ersten Wellenstrangs bis zum ersten Ritzel.

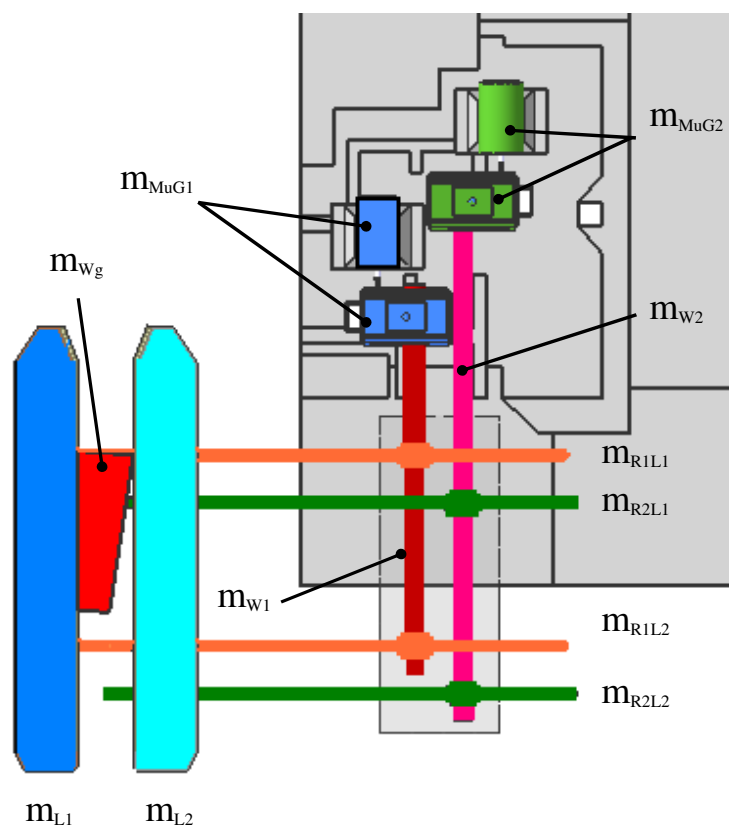


Abb. 4.32: Skizze der einlaufseitigen Antriebsstränge der mechanischen Antriebsvariante

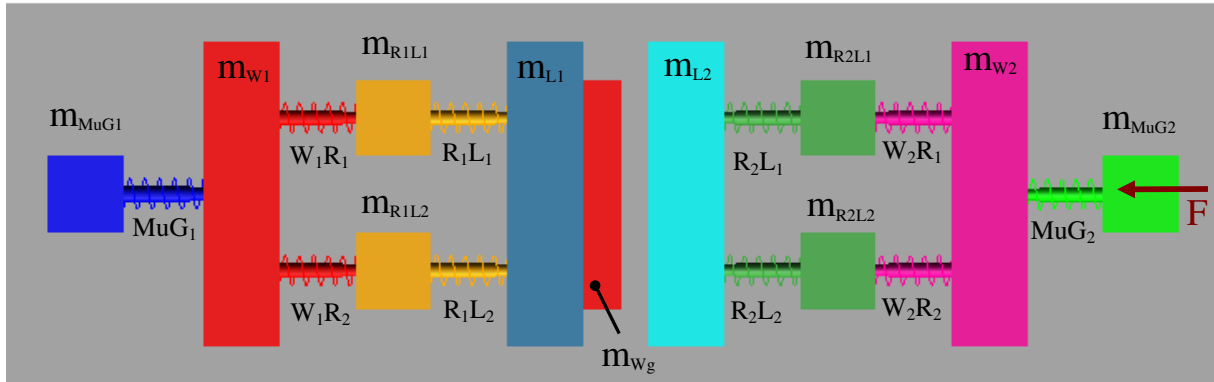


Abb. 4.33: Modell der einlaufseitigen Antriebsstränge der mechanischen Antriebsvariante

Erstes Modell

Das erste Modell der neuen mechanischen Antriebsvariante ist in Abb. 4.33 dargestellt. Hierbei liegt das Walzgut am Linealaufsatz des ersten Antriebsstrangs an, entsprechend Abb. 4.31, Position 1. Dieser Antriebsstrang befindet sich in Ruhe. Der Antriebsstrang zwei wird auf $v_{max} = 0,5 \text{ m/s}$ beschleunigt und trifft dann ungebremst auf das Walzgut. Dabei entstehen Kräfte in allen Federn, beispielhaft ist in Abb. 4.34 der Kraftverlauf im Wellenstrang bis zum ersten Ritzel dargestellt.

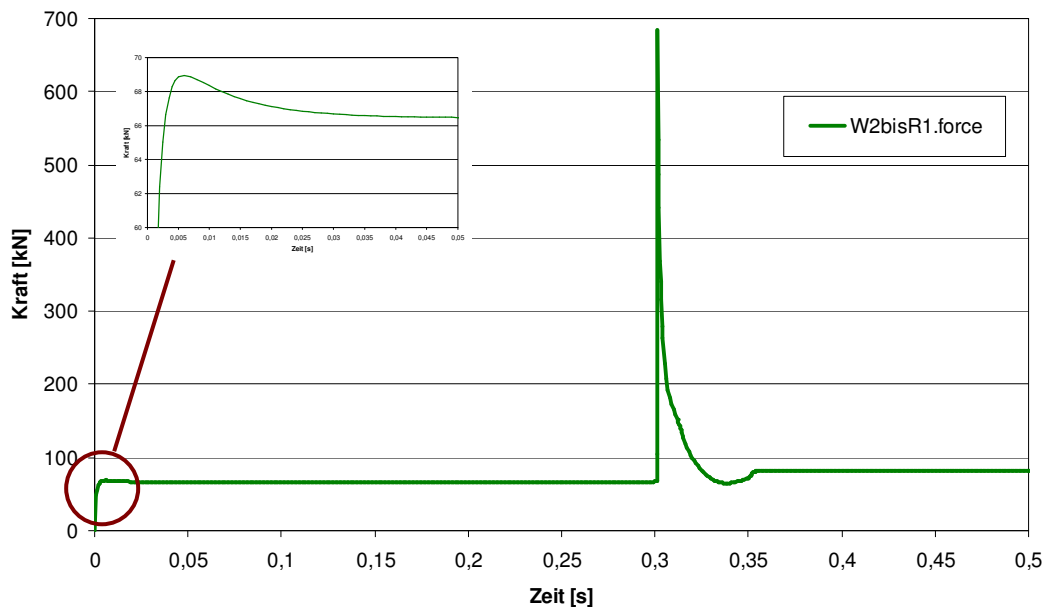


Abb. 4.34: Kraftverlauf im ersten Abschnitt des zweiten Wellenstrangs

Die Antriebskraft F , die von den neuen Antriebsmotoren aufgebracht wird, beträgt $F = 149 \text{ kN}$. Diese Kraft wirkt mit dem Beginn der Simulation und setzt dadurch den Wellenstrang in Bewegung. Der Linealaufsatz befindet sich noch in der Ausgangsposition.

Die Kraft im Wellenstrang steigt solange an bis die Haftreibung des Linealaufsatzes überwunden wird und sinkt dann wieder zufolge der geringeren Gleitreibung. Zum Zeitpunkt $t = 0,3 \text{ s}$ beginnt der Stoßvorgang, dadurch steigt die Kraft in der Feder W_2R_1 schlagartig auf das Maximum. Das Walzgut wird begradigt und der erste Wellenstrang gib etwas nach, was zum Abfall der Federkräfte führt. Der Linealaufsatz kommt zum Stehen und die Federkraft erhöht sich ein wenig durch die wirkende Antriebskraft.

Die Geschwindigkeits- und die Positionsänderungen, die der Linealaufsatz L_2 während der Simulation erfährt, sind in Abb. 4.35 dargestellt. Die konstante Antriebskraft führt zu einer konstanten Beschleunigung. Diese wiederum erzeugt eine lineare Geschwindigkeitszunahme und eine quadratische Positionsänderung des Linealaufsatzes. Unmittelbar vor dem Stoß erreicht der Linealaufsatz seine Höchstgeschwindigkeit und wird dann durch den Stoßvorgang bis zum Stillstand abgebremst. Dabei erreicht er seine maximale Auslenkung. Die Gegenbewegung des zweiten Antriebsstrangs führt dann zu einer Umkehr der Bewegungsrichtung und somit zu einer negativen Geschwindigkeit. Dieser Vorgang wird vom Antriebsmotor abgebremst, die Geschwindigkeit sinkt auf null und ändert sich nicht mehr.

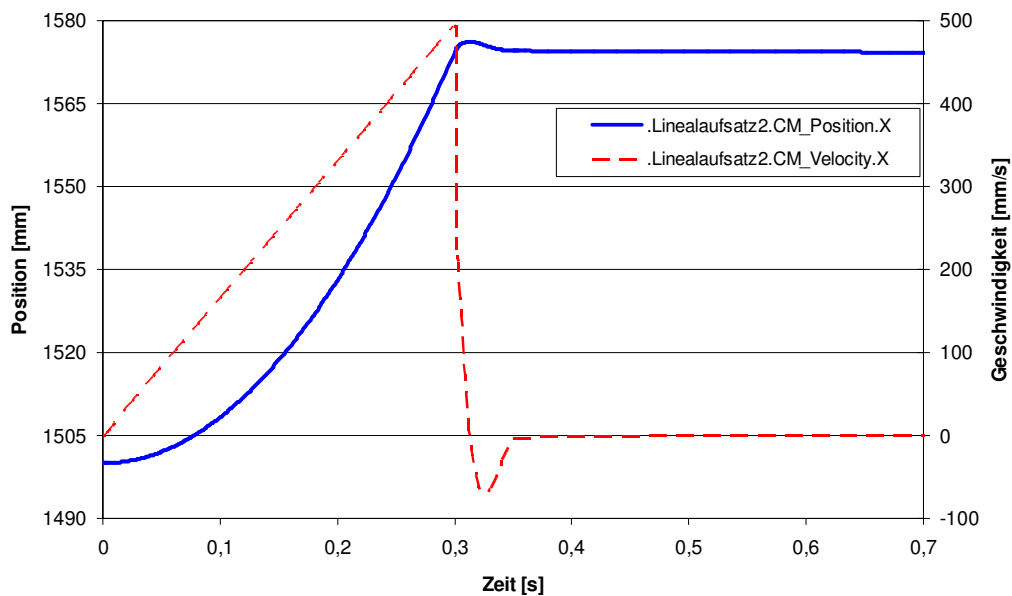


Abb. 4.35: Positions- und Geschwindigkeitsverlauf des zweiten Linealaufsatzes

Zum Vergleich der Kräfte in beiden Wellensträngen wurden in der Abb. 4.36 der Kraftverläufe der Federn W_1R_1 , W_1R_2 sowie W_2R_1 und W_2R_2 aufgezeichnet. Dabei ist festzustellen, dass die höheren Kräfte im zweiten Antriebsstrang auftreten. Die höchste Kraft tritt bei der Feder W_1R_1 auf. Diese Feder repräsentiert die Steifigkeit des ersten Wellenstrangs bis zum ersten Ritzel. Das ist genau jener Abschnitt des Wellenstrangs, in dem sich die Kurzwelle befindet.

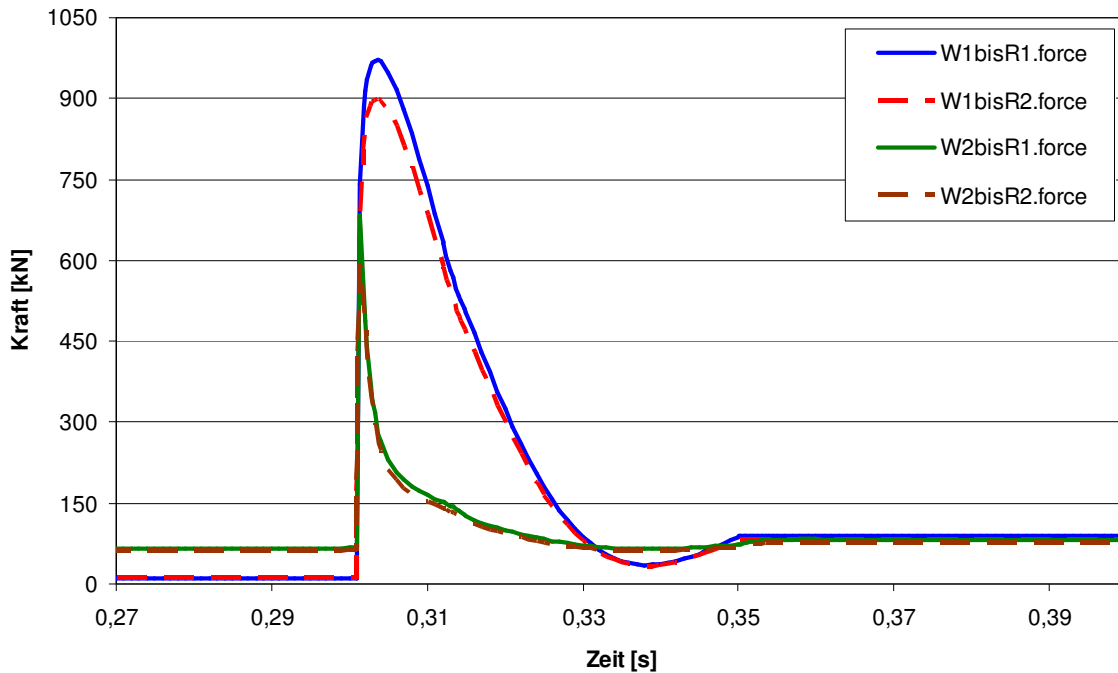


Abb. 4.36: Kraftverläufe in den Abschnitten beider Wellenstränge

Zweites Modell

Bei dieser Modellvariante liegt das Walzgut am Linealaufsatz L_2 des zweiten Antriebsstrangs an. Der erste Antriebsstrang wird beschleunigt und trifft auf das Walzgut auf. Die dabei entstehenden Kräfte sind in Abb. 4.37 dargestellt. Der Ablauf der Simulation ist ansonsten identisch mit dem des ersten Modells. Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass die maximal auftretende Kraft an der Feder W_2R_1 auftritt. Diese Feder repräsentiert die Steifigkeit des zweiten Wellenstrangs bis zum ersten Ritzel, also wieder genau jenen Bereich, in dem sich die Kurzwelle befindet.

Durch die Simulationen wurden alle an der bestehenden Lineareinheit sowie am mechanischen Lösungskonzept wirkenden Kräfte bestimmt. Welchen Momenten und Verdrillungen diese Kräfte in den Wellensträngen der jeweiligen Konzepte verursachen, wird im nächsten Kapitel ermittelt. Weiters wird ermittelt, zu welchen Spannungen die Momente in den einzelnen Bereichen der Wellen führen. Anschließend wird eine Lebensdauerberechnung beider Antriebsvarianten durchgeführt. Durch die Gegenüberstellung der berechneten Lebensdauer des bestehenden Systems mit der tatsächlichen Nutzungsdauer kann die Güte der, durch die Simulation ermittelten, Werte bewertet werden. Durch das Vergleichen der berechneten Lebensdauer des bestehenden Systems mit dem mechanischen Lösungskonzept kann die wahrscheinliche Nutzungsdauererhöhung durch die Modernisierung abgeschätzt werden.

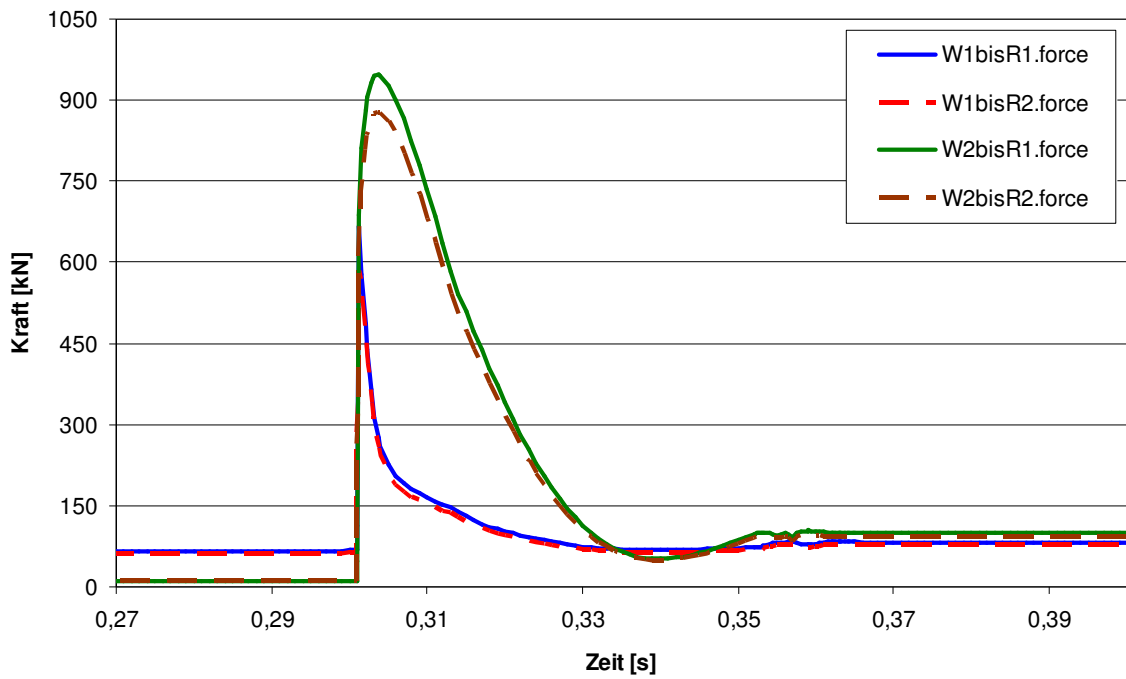


Abb. 4.37: Kraftverläufe in den Abschnitten beider Wellenstränge

5 Betriebsfeste Bemessung

5.1 Einleitung

Ein Ausfall von Bauteilen im Maschinenbau zufolge statischer Überlast ist äußerst selten. Die häufigsten Schadensfälle stellen jene durch zyklische Kräfte, die eine Ermüdung des Werkstoffs bewirkt, dar. Die Betriebsfestigkeit befasst sich deshalb mit der Bemessung von zyklisch belasteten Bauteilen, Systemen und Anlagen und trägt damit wesentlich zur Bauteiloptimierung bei [15], [16], [17], [32].

Um die Dimensionierung für eine geforderte Nutzungsdauer durchführen zu können, ist die Kenntnis über die Funktion des Produktes und der Betriebsbedingung, unter denen die Funktion erfüllt werden soll, erforderlich. Weiters ist die Kenntnis über das Bauteil, charakterisiert durch Spannungen und Dehnungen und das Werkstoffverhalten, erforderlich. Bei der Dimensionierung der schwingend beanspruchten Bauteile unterscheidet man zwischen:

- *einer dauerfesten Bemessung, d.h. der Bauteil muss die schwingenden Beanspruchungen dauernd, also beliebig oft, ohne Bruch ertragen können und*
- *einer zeitfesten Bemessung, d.h. der Bauteil muss die schwingende Beanspruchung für dessen Nutzungsdauer, also für eine begrenzte Zeitdauer, sicher ohne Versagen ertragen können.*

5.2 Berechnung der Wellenstrangverdrehung

5.2.1 Bestehende Lineareinheit

Der Aufbau einer der beiden identischen Wellenstränge der bestehenden Lineareinheit ist in Abb. 5.1 dargestellt. Durch die vier Ritzel werden bei der Richtarbeit vier unterschiedliche Momente auf den Wellenstrang übertragen. Daher ist eine Unterteilung des Wellenstrangs in vier Abschnitte erforderlich. Der erste Abschnitt reicht von der Ankuppelung an das Getriebe bis zum ersten Ritzel und beinhaltet somit die Kurzwelle und einen Teil der ersten Arbeitswelle. Der zweite Abschnitt bildet die Länge zwischen dem ersten und dem zweiten Ritzel und enthält daher nur einen Teil der ersten Arbeitswelle. Der dritte Wellenstrangabschnitt reicht vom zweiten bis zum dritten Ritzel und ergibt sich aus dem letzten Stück der ersten Arbeitswelle, der Vorgelegewelle und dem ersten Teil der zweiten Arbeitswelle. Der vierte und letzte Abschnitt beinhaltet den Mittelteil der zweiten Arbeitswelle.

Die wirkenden Torsionsmomente ergeben sich anhand der Glg. (5.1) und sind zeitabhängig.

$$M_{t(t)} = F_{(t)} \cdot \frac{d_{tk}}{2} \quad \text{Glg. (5.1)}$$

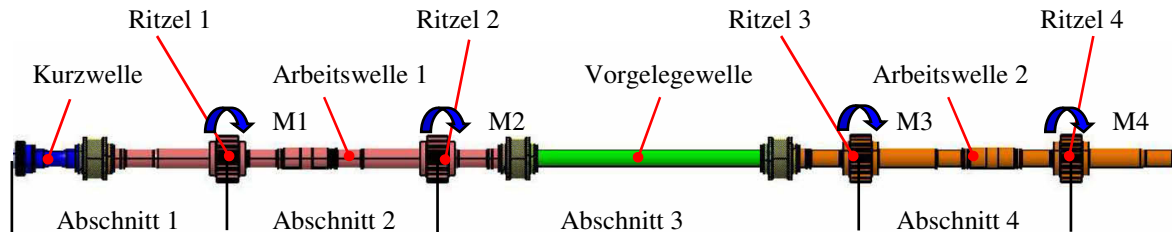


Abb. 5.1: Wellenstrang der bestehenden Verschiebeeinrichtung

Da es vier Positionen des Walzgutes bei der Richtarbeit gibt, entstehen auch vier verschiedene Momentenverläufe in jedem Abschnitt des Wellenstrangs.

Die durch die Torsionsmomente verursachte Wellenstrangverdrillung wird für den ersten Lastfall (das heißt das Walzgut in Abb. 4.20 auf der Position 1) berechnet. Der Verdrehwinkel ist allgemein definiert als Verhältnis des Torsionsmomentes zur Torsionssteifigkeit (Glg. (5.2)).

$$\hat{\varphi} = \frac{M_t}{c_t} \quad \text{Glg. (5.2)}$$

Der Gesamtverdrehwinkel ergibt sich aus der Summe der einzelnen Verdrehwinkel, wobei die Verdrehwinkel auch negativ sein können.

$$\hat{\varphi}_{ges} = \sum_i \hat{\varphi}_i = \sum_i \frac{M_{t,i}}{c_{t,i}} \quad \text{Glg. (5.3)}$$

In Abb. 5.2 ist der Verlauf des Drehwinkels der vier Abschnitte des bestehenden Wellenstrangs für den Fall, dass das Walzgut sich auf der ersten Position befindet, dargestellt. Die höchste Verdrehung tritt während der Richtarbeit auf.

Auf den ersten Wellenabschnitt wirken alle vier durch die Ritzel eingeleiteten Momente. Die Momente am ersten und zweiten Ritzel wirken in negativer Richtung (im Uhrzeigersinn), da der erste Linealaufsatz kurz nach dem Stoß noch in der Vorwärtsbewegung ist. Die am dritten und vierten Ritzel wirkenden Momente drehen in positiver Richtung (gegen den Uhrzeigersinn), da der zweite Linealaufsatz durch den Stoßvorgang zurückgestoßen wird. Da die Momente am dritten und vierten Ritzel höher sind als jene am ersten und zweiten Ritzel, ist die Verdrillung des ersten Wellenabschnittes in Summe positiv. Im zweiten Abschnitt wirken die Torsionsmomente des zweiten, dritten und vierten Ritzels.

Dieser Abschnitt ist jedoch kürzer und steifer als der erste Abschnitt, wodurch sich eine geringere Verdrillung ergibt. Auf dem dritten Wellenabschnitt wirken das dritte und vierte Moment. Da dieser Wellenabschnitt die geringste Steifigkeit aufweist, ist zu erwarten, dass sie die höchste Verdrillung erfährt. Der vierte Abschnitt hat zwar dieselbe Steifigkeit wie der zweite Wellenabschnitt, jedoch wirkt auf sie nur das Moment am vierten Ritzel und es stellt sich somit eine geringere Verdrillung ein.

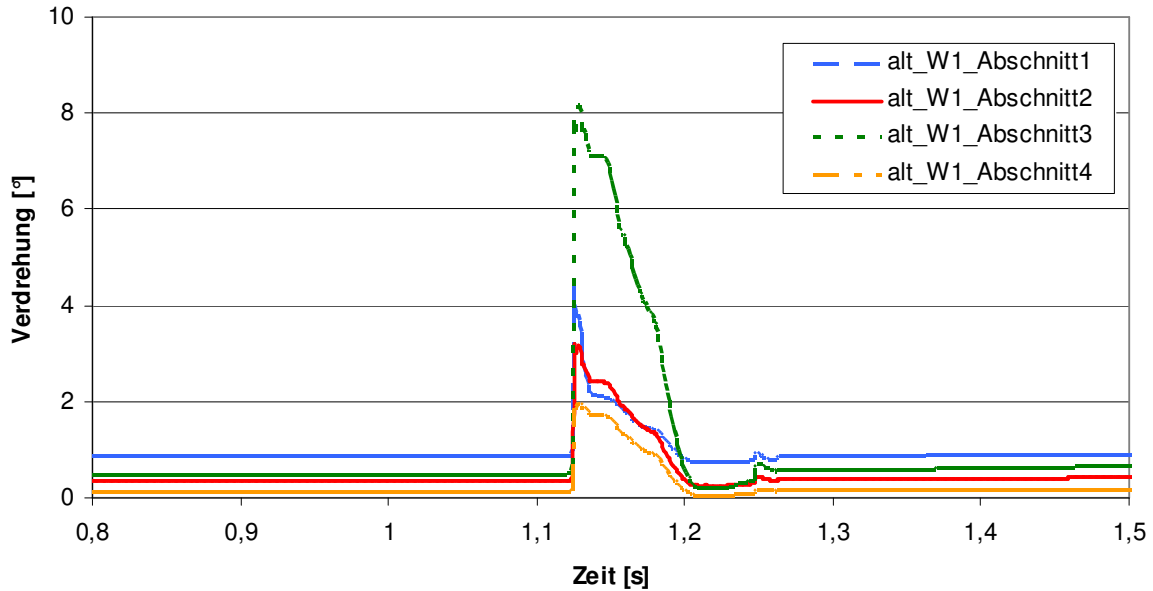


Abb. 5.2: Verdrillung der einzelnen Abschnitte des bestehenden Wellenstrangs während der Richtarbeit

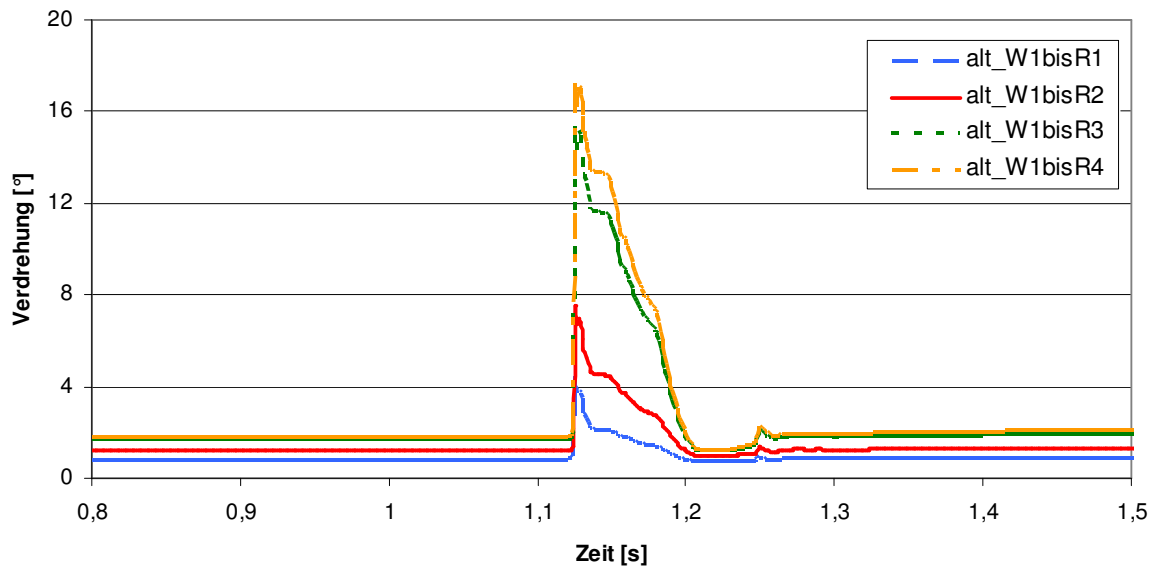


Abb. 5.3: Verdrillung des bestehenden Wellenstrangs bis zu den jeweiligen Ritzel.

In Abb. 5.3 ist die Wellenverdrillung bis zu den jeweiligen Ritzeln aufsummiert. Am vierten Ritzel entsteht die größte Verdrillung von über $\varphi_{ges} = 17^\circ$. Auf einen Meter bezogen entspricht das einem Drehwinkel von $\varphi_{1m} = 1,2 \text{ }^\circ/m$. Dies ist ein relativ hoher Verdrehwinkel, was vermuten lässt, dass die durch die Simulation erhaltenen Kräfte zu hoch sind. Bei Berücksichtigung der Drehnachgiebigkeit des Getriebes, der Periflex-Kupplung und des Antriebsmotors erfolgt eine Reduktion der Wellenstrangverdrillung.

5.2.2 Mechanisches Konzept der Lineareinheit

Das neue mechanische Konzept besitzt im Gegensatz zur bestehenden Lineareinheit zwei unterschiedliche Wellenstränge. Diese beiden Wellenstränge unterscheiden sich jedoch nur durch die Länge ihrer Kurzwellen. In Abb. 5.4 ist der erste Wellenstrang der neuen Lineareinheit abgebildet. Der Hauptunterschied der neuen Wellenstränge zum bisherigen Wellenstrang ist, dass sie nur aus zwei, anstatt vier Wellen bestehen und dementsprechend eine geringer Länge aufweisen.

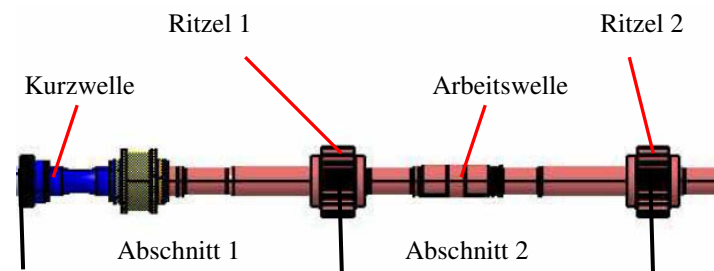


Abb. 5.4: Aufbau des ersten Wellenstrangs der neuen Lineareinheit

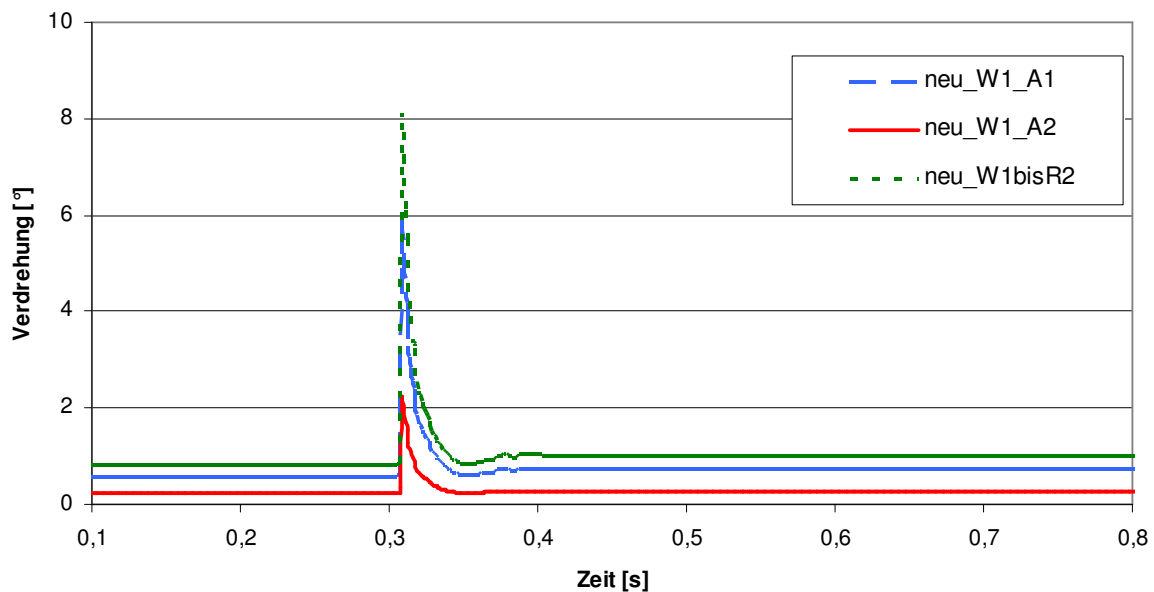


Abb. 5.5: Verdrillung des ersten Wellenstrangs der neuen Lineareinheit

Die Berechnung der Verdrehung erfolgt analog zu der Drehwinkelberechnung des Wellenstrangs der bestehenden Verschiebeeinrichtung. Die bei der Richtarbeit entstehende Verdrillung im ersten Wellenstrang der neuen Lineareinheit ist in Abb. 5.5 dargestellt. Die Kurzwelle befindet sich im ersten Wellenstrangabschnitt. Dieser Abschnitt hat eine geringere Steifigkeit als jene des zweiten Abschnitts, wodurch sich eine höhere Verdrillung einstellt. Die höhere Verdrillung des ersten Abschnitts im Vergleich zum zweiten wird weiters bedingt durch die Tatsache, dass hier die Momente des ersten und des zweiten Ritzels wirken. Im zweiten Abschnitt wirkt hingegen nur das Moment am zweiten Ritzel.

In der Abb. 5.6 ist der Drehwinkelverlauf des bestehenden Wellenstrangs im Vergleich zu den beiden neuen Wellensträngen dargestellt. Der zeitliche Unterschied der Verdrillung ist auf die Simulation bzw. die Separierung der Antriebsstränge zurückzuführen. Dadurch, dass die neuen Antriebstränge zwar, nur dreiviertel der Leistung der alten Antriebstränge zur Verfügung haben (neu 75 kW zu jetzt 100 kW), dafür aber nur die halben Massen bewegen müssen, ergibt sich ein höheres Verhältnis von Leistung zu Masse. Infolgedessen erfolgt eine höhere Beschleunigung der Massen und somit ein zeitigerer Zusammenstoß. Dem Diagramm kann entnommen werden, dass die Verdrillung des bestehenden Wellenstrangs in etwa doppelt so hoch ist wie die Verdrillung der neuen Wellenstränge.

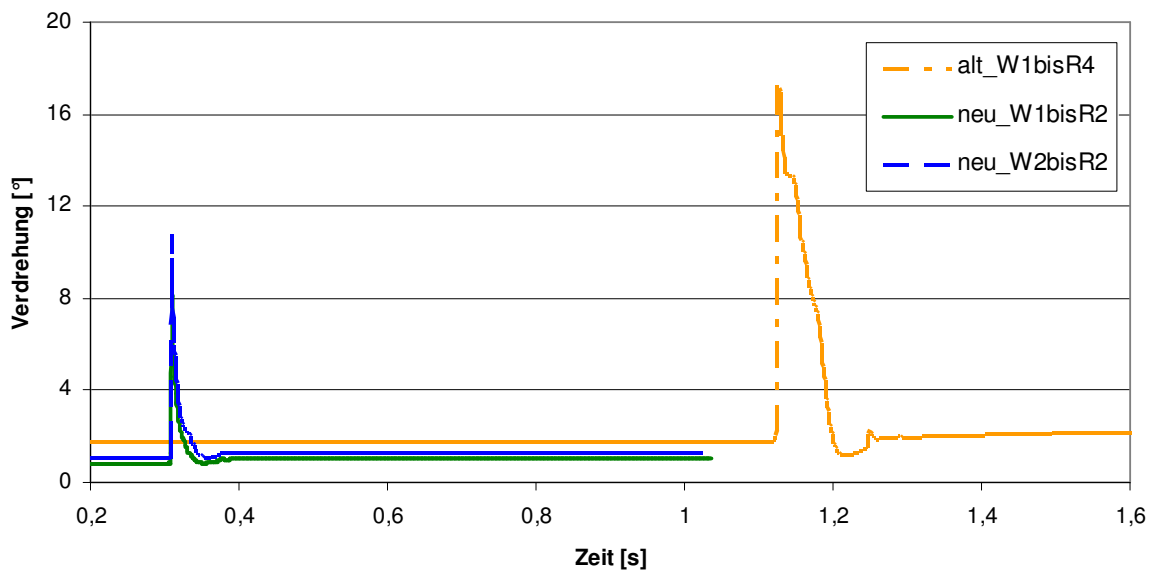


Abb. 5.6: Vergleich der Verdrillung des bestehenden Wellenstrangs zu den beiden neuen Wellensträngen

Bei der Annahme, dass der Rotor des Antriebsmotor, das Getriebe und die sie verbindende Periflex-Kupplung in Summe eine Verdrehung von 4° erfahren, ergibt sich ein Verdrillungsverhältnis des bestehenden Wellenstrangs zu den neuen Wellensträngen von:

$$\frac{\text{bestehender_Wellenstrang}}{\text{neuer_Wellenstrang_1}} = 3,0$$

$$\frac{\text{bestehender_Wellenstrang}}{\text{neuer_Wellenstrang_2}} = 2,0$$

Dieses Verdrillungsverhältnis ändert sich je nach Lage des Walzguts bei der Richtarbeit. Die Linealholme der neuen Lineareinheit werden bei der Richtarbeit nur Druckkräften ausgesetzt und erzeugen daher nur positive Drehmomente. Die Linealholme der bestehenden Verschiebeeinrichtung können sowohl auf Druck als auch auf Zug beansprucht werden, dadurch werden positive und negative Drehmomente eingeleitet.

Durch die geringere Verdrillung der neuen Wellenstränge im Vergleich zum bestehenden Wellenstrang ist eine präzisere Positionierung der Linealaufsätze möglich.

5.3 Lebensdauerberechnung

Natürlich stellt sich, wie bei jeder Modernisierung, die Frage nach der zu erwartenden Lebensdauer der neuen Anlage. Da ein experimenteller Lebensdauernachweis zu zeitintensiv und zu kostspielig ist, wird versucht möglichst viele Probleme mittels Berechnung zu lösen um damit Zeit und Kosten zu sparen. Für den rechnerischen Betriebsfestigkeitsnachweis stehen folgende Konzepte zur Verfügung [15],[18]:

- Nennspannungskonzept
- Örtliches Konzept (Kerbgrundkonzept)
- Örtliches Spannungskonzept
- Strukturspannungskonzept
- Bruchmechanisches Konzept

In dieser Arbeit erfolgt die Lebensdauerberechnung anhand des Nennspannungskonzepts. Sie eignet durch ihre einfache Anwendung und der Verfügbarkeit relativ großer Datenmengen besonders für die Berechnung von einfachen Bauteilen wie Wellen und Stäbe.

Zunächst erfolgt die Lebensdauerberechnung der bestehenden Lineareinheit mit den aus der Simulation erhaltenen Beanspruchungs-Zeit-Funktionen. Durch den Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den tatsächlichen Werten lässt sich die Güte der Simulationsergebnisse beurteilen. Anschließend erfolgt die Berechnung der neuen Lineareinheit.

Da der unplanmäßige Ausfall der bestehenden Verschiebeeinrichtung immer auf einen Wellenbruch (meist Kurzwelle) zurückzuführen ist, beschränkt sich die Lebensdauerberechnung auf den Wellenstrang.

Zur Bestimmung der während der Nutzungsdauer des Wellenstrangs durch die Belastungs-Zeit-Funktion entstehenden Schäden gibt es lineare und nichtlineare Schadensakkumulationshypothesen. Die bedeutendsten Verfahren gehen von einer linearen Schadensakkumulation aus, diese setzt voraus, dass die Schädigung linear mit der Schwingspielzahl zunimmt.

5.3.1 Lineare Schadensakkumulation

Die Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner ermöglicht eine Berücksichtigung der, im realen Betrieb, unregelmäßig auftretenden Lasten. Hierzu erfolgt eine Einteilung der Belastung in Belastungsstufen σ_i . Die tatsächlich wirkende Anzahl der Schwingspiele n_i je Belastungshorizont wird jener, nach dem Wöhlerversuch ermittelten, ertragbaren Schwingspielzahl N_i gegenübergestellt. Diese Gegenüberstellungen führen zu Teilschädigungen D_i der einzelnen Belastungshorizonte. Durch das Aufsummieren der Teilschädigungen wird die Schadenssumme D bestimmt. Beim Erreichen einer Schadenssumme $D = 1$ tritt theoretisch Versagen ein.

$$D = \sum_i^k \frac{n_i}{N_i} \quad \text{Glg. (5.4)}$$

Bei der Originalform der Palmgren-Miner-Regel wird davon ausgegangen, dass Schwingspiele mit Belastungshorizonten kleiner der Dauerfestigkeit zu keiner Schädigung führen. Diese Art der Betrachtung führt, wie es uns die Realität gezeigt hat, im Allgemeinen zu einer Überschätzung der Lebensdauer (Abb. 5.7).

Die elementare Form der Palmgren-Miner-Regel führt eine geradlinige Verlängerung des Zeitfestigkeitsastes in den Dauerfestigkeitsbereich durch. Dieser Betrachtung ist jedoch nur für Werkstoffe gerechtfertigt, die z.B. keine ausgeprägte Dauerfestigkeit besitzen, oder sich in korrosiver Umgebung befinden, da sie sonst zu einer Unerschätzung der Lebensdauer führt.

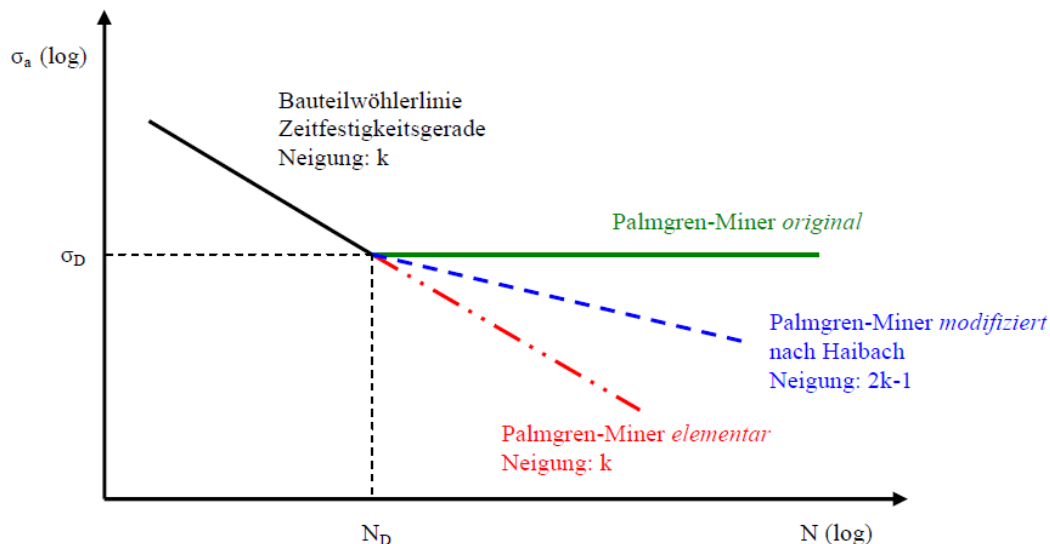


Abb. 5.7: Modifikationen der Wöhlerkurve im Dauerfestigkeitsbereich

Die nach Haibach modifizierte Form der Palmgren-Miner-Regel setzt die Zeitfestigkeitsgerade, ab der Ecklastspielzahl N_D , mit der Neigung $(2k-1)$ fort. Dadurch wird versucht den, durch fortschreitende Schädigung auftretenden, Dauerfestigkeitsabfall zu berücksichtigen und somit eine systematische Unter- bzw. Überschätzung der Lebensdauer zu vermeiden.

5.3.2 Lebensdauerberechnung der bestehenden Lineareinheit

Die in dieser Arbeit eingesetzte Schadensakkumulationshypothese ist die Originalform der Palmgren-Miner-Regel. Der Grund hierfür ist, dass die Spannungsamplituden, die unter der Dauerfestigkeit liegen, so klein sind, dass sie rechnerisch keinen Einfluss auf die Lebensdauer hätten.

Die Wöhlerlinie lässt sich im Bereich der Zeitfestigkeit wie folgt beschreiben:

$$N = N_D \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_D} \right)^{-k} \quad \text{Glg. (5.5)}$$

Hierbei ist k die Neigung der Zeitfestigkeitslinie. Die Ecklastspielzahl N_D ist als Schnittpunkt der Zeitfestigkeits- und Dauerfestigkeitsgeraden definiert. σ_D ist die Dauerfestigkeit und σ_a die Nennspannungsamplitude. N ist die zu erwartende Schwingspielzahl bei der gegebenen Nennspannungsamplitude.

Die beiden bei der Lebensdauerberechnung betrachteten Wellenstränge der bestehenden Verschiebeeinrichtung sind nahezu identisch und lassen sich in vier Abschnitte unterteilen (Abb. 5.1). Die bei der Richtarbeit in den Wellensträngen entstehenden Kräfte sind abhängig von der Lage des Walzgutes während der Richtarbeit. Das Walzgut kann an jedem der vier Linealaufsätze anliegen, wodurch sich vier Hauptlastfälle ergeben

Aus dem SAP lässt sich entnehmen, dass jährlich etwa 120.000 Richtvorgänge durchgeführt werden. Bei gleicher Verteilung der Richtvorgänge auf die vier möglichen Walzgutpositionen ergeben sich 30.000 Lastwechsel pro Hauptlastfall. Da die beiden Wellenstränge nahezu identisch sind, werden sich in ihnen nach der Aufsummierung der vier Lastfälle dieselben Spannungsverläufe ergeben.

In Abb. 5.8 ist der Spannungsverlauf im ersten Abschnitt des ersten Wellenstrangs der bestehenden Lineareinheit dargestellt. Der erste Lastfall beschreibt den Spannungsverlauf während der Richtarbeit bei der Walzgutposition eins, der zweite Lastfall beschreibt den Spannungsverlauf während Richtarbeit bei der Walzgutposition zwei usw.

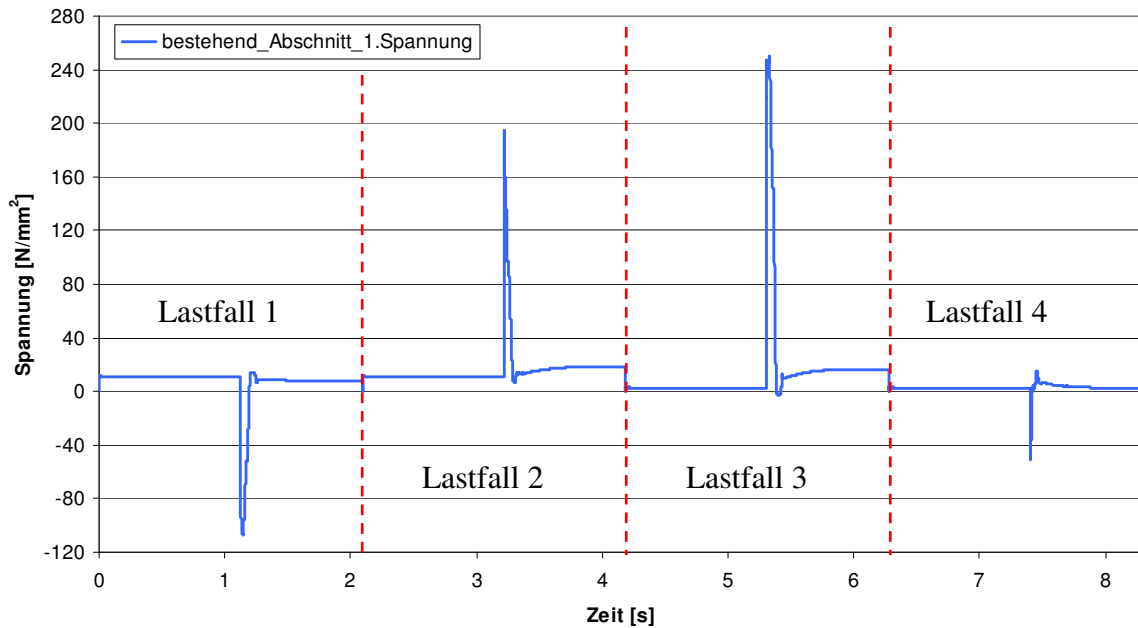


Abb. 5.8: Spannungsverlauf im ersten Abschnitt des bestehenden Wellenstrangs

In jedem Lastfall ergibt sich eine Spitzenspannung. Da diese Spitzenspannung um ein Vielfaches höher als alle anderen Spannungsamplituden im jeweiligen Lastfall ist, wird nur sie zur Berechnung der Lebensdauer herangezogen. Durch die geringe Anzahl an unterschiedlichen Spannungshorizonten wird auf eine Klassierung verzichtet. Die Lebensdauerberechnung der einzelnen Wellenabschnitte wird am Beispiel des ersten Wellenabschnittes vorgeführt.

Der erste Wellenstrangabschnitt besteht aus der Kurzwelle und einem Teil der ersten Arbeitswelle (Abb. 5.1). Es erfolgt daher eine Berechnung der gefährdeten Stelle der Kurzwelle und der ersten Arbeitswelle.

Alle Wellen bestehen aus dem Werkstoff S355J2G3. Die erforderlichen Werkstoffdaten für die spätere Lebensdauerberechnung wurden aus Femfat 4.7d entnommen.

Werkstoff:	St 52-3 bzw. S355J2G3	No. 1.0553
Festigkeitsdaten bei Zug:		
Bruchfestigkeit:	510,0	[N/mm ²]
Streckgrenze:	355,0	[N/mm ²]
Schwellfestigkeit:	430,0	[N/mm ²]
Wechselfestigkeit:	230,0	[N/mm ²]
Probendicke:	7,5	[mm]

Festigkeitsdaten bei Biegung:

Bruchfestigkeit:	610,0	[N/mm ²]
Streckgrenze:	449,0	[N/mm ²]
Schwellfestigkeit:	525,0	[N/mm ²]
Wechselfestigkeit:	255,0	[N/mm ²]
Probendicke:	7,5	[mm]

Festigkeitsdaten bei Schub:

Bruchfestigkeit:	294,0	[N/mm ²]
Streckgrenze:	205,0	[N/mm ²]
Schwellfestigkeit:	275,0	[N/mm ²]
Wechselfestigkeit:	130,0	[N/mm ²]
Probendicke:	7,5	[mm]

Typenabhängige Wöhlerdaten:

Typencode Wöhlerkurve:	Geradenmodell	[-]
Neigung der Wöhlerkurve:	12	[-]
Ecklastspielzahl:	2.000.000	[-]
Dauerfestigkeit:	230,0	[N/mm ²]
Bruchlastspielzahl:	0	[-]
Bruchfestigkeit:	0,0	[N/mm ²]
Überlebenswahrscheinlichkeit:	97,5	[%]

Die in den Wellen entstehenden Torsionsnennspannungen werden anhand der sich bei der Simulation ergebenden Kräfte mittels der Glg. (5.6) berechnet.

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{F_{\max} \cdot d_k / 2}{W_p} \quad \text{Glg. (5.6)}$$

Die in den Wellen entstehenden Biegespannungen werden anhand der sich bei der Simulation ergebenden Kräfte mittels der Glg. (5.7) berechnet.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F_{\max} \cdot l_x}{d^3 \cdot \pi / 32} \quad \text{Glg. (5.7)}$$

Mittels der Gestaltänderungshypothese (nach Huber, Mises und Hencky) wird durch die Glg. (5.8) eine Vergleichsspannung σ_v berechnet. Diese Spannung wird für die spätere Lebensdauerberechnung benötigt.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad \text{Glg. (5.8)}$$

Da die Wellen mehrere Querschnittsänderungen aufweisen, ändert sich das polare Widerstandsmoment und somit auch die wirkenden Nennspannungen in den unterschiedlichen Wellenabschnitten. Weiters wirken in jedem Wellenabschnitt unterschiedliche Kraftverläufe. Die erforderlichen Querschnittsänderungen wirken wie Kerben und führen zu einer Verzerrung der Spannungsverläufe bzw. zu Spannungskonzentrationen an den jeweiligen Querschnittsänderungen (Abb. 5.9).

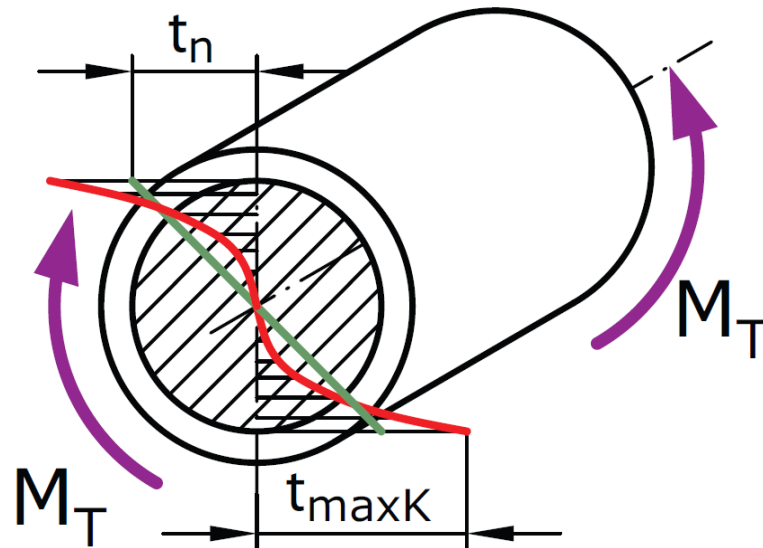


Abb. 5.9: Spannungsverlauf bei einem gekerbtem Rundstab

Die technischen Kerben verändern den Spannungsverlauf und beeinflussen somit auch die Lebensdauer der Welle. Der Einfluss der Kerben kann mittels unterschiedlicher Methoden ermittelt werden:

- rechnerisch (analytisch) für einfache Kerbformen
- durch FEM- Rechnung (Finite Elemente Methode)
- durch BEM- Rechnung (Boundary Elemente Methode) oder
- experimentell via Dehnungsmessung

Einfluss der Kerben bei statischer Beanspruchung

Zur Beschreibung des Einflusses der technischen Kerben dient die Kerbformzahl K_t (früher α_K). Sie beschreibt das Verhältnis der maximalen Spannung σ_{Kmax} im Kerbgrund zur Nennspannung σ_{Nenn} bei linearelastischem Werkstoffverhalten [14], [17], [41], [40].

$$K_{t,\sigma} = \alpha_K = \frac{\sigma_{Kmax}}{\sigma_{Nenn}} = \frac{\sigma_{max}}{S} \quad \text{bzw.} \quad K_{t,\tau} = \frac{\tau_{Kmax}}{\tau_{Nenn}} \quad \text{Glg. (5.9)}$$

Die in dieser Arbeit zu berechnenden Wellen weisen an den kritischen Stellen zwei unterschiedliche Korbformen auf. Der erste Fall entspricht einer abgesetzten Welle und der zweite Fall einer umlaufenden Rundnut (Abb. 5.10).

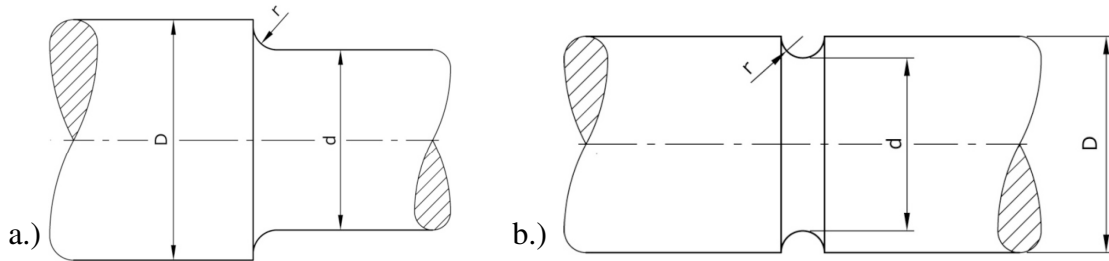


Abb. 5.10: technische Kerben, a.) abgesetzte Welle, b.) Rundnut [40]

Die Kerbformzahl K_t kann für so einfache Geometrien, abhängig von der Belastungsart und Größe, Diagrammen ähnlich Abb. 5.11 entnommen werden.

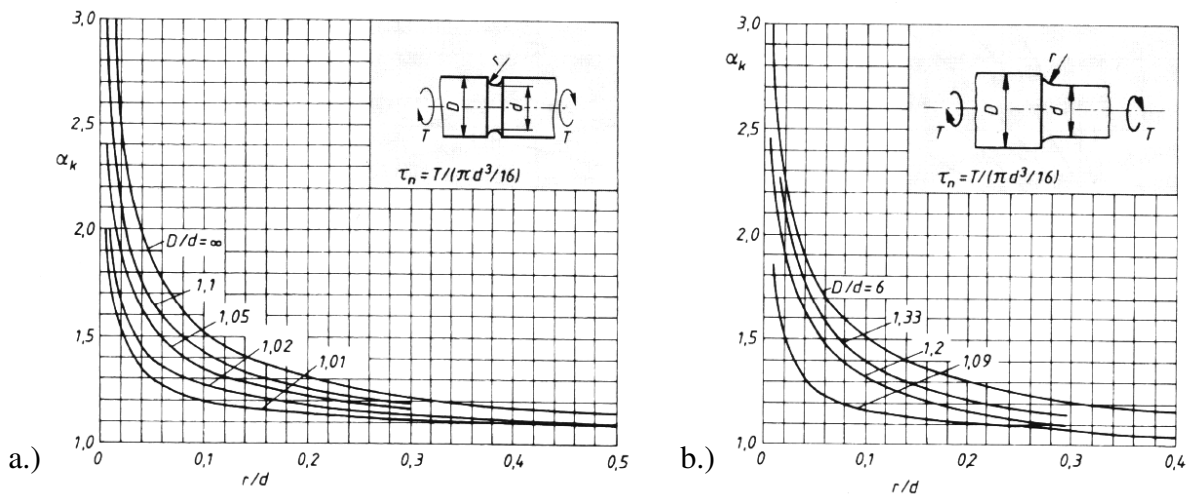


Abb. 5.11: Kerbformzahl K_t für Rundstab mit a.) Rundkerbe, b.) Wellenabsatz [14]

Einfluss der Kerben bei dynamischer Beanspruchung

Zur Beschreibung des Einflusses von Kerben auf die Dauerfestigkeit wurde die Kerbwirkungszahl K_f (früher β_K) eingeführt. Sie stellt das Verhältnis aus ertragener Dauerfestigkeitsamplitude der ungekerbten zur ertragener Dauerfestigkeitsamplitude der gekerbten Probe dar [14], [41], [29], [28].

$$K_f = \beta_K = \frac{\sigma_D}{\sigma_{DK}} \quad \text{Glg. (5.10)}$$

Während die Formzahl K_t nur von der Form, der Größe und der Beanspruchungsart abhängt, wird die Kerbwirkungszahl K_f zusätzlich von den Werkstoffeigenschaften beeinflusst. Der Zusammenhang zwischen K_t und K_f wird mit der Stützziffer n und der Kerbempfindlichkeitsziffer η beschrieben.

Die Kerbwirkungszahl K_f kann für einfache Kerbformen ebenfalls aus Diagrammen ähnlich Abb. 5.12 entnommen werden.

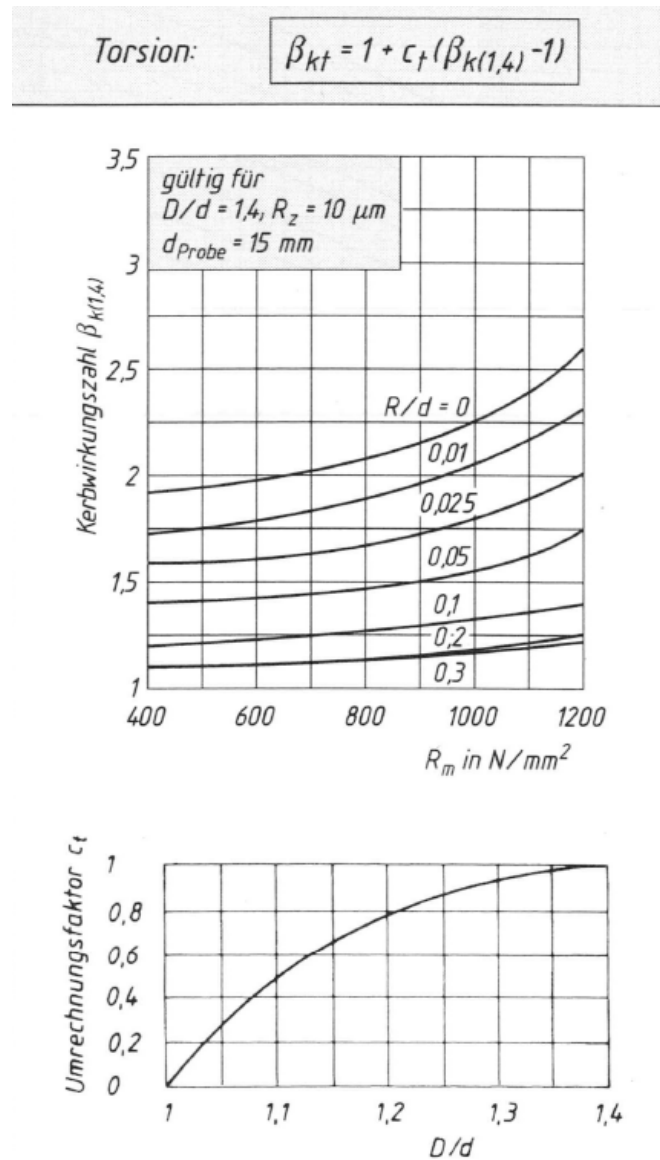


Abb. 5.12: Kerbwirkungszahl K_f für abgesetzte Rundstäbe [14]

Die für die Bestimmung der Kerbformzahl und Kerbwirkungszahl notwendigen geometrischen Daten wurden an den zu berechnenden Stellen der Wellen entnommen. Mit ihrer Hilfe wurden dann aus Diagrammen die benötigten Kennwerte bestimmt und in Tab. 5.1 zusammengefasst.

Welle	Position	d	D	r	K_t	$K_{f(1,4)}$	c_t	K_f
		[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[-]	[-]
Kurzwelle	1	175	218	404	1,0	1,0	0,88	1,0
Kurzwelle	2	200	218	5	1,5	1,6	0,49	1,29
Arbeitswelle	3	200	225	7	1,5	1,5	0,55	1,28
Arbeitswelle	4	200	240	15	1,4	1,3	0,78	1,23
Arbeitswelle	5	230	240	5	2,0	1,6	0,25	1,50
Arbeitswelle	6	240	250	5	2,0	1,6	0,25	1,50
Arbeitswelle	7	200	250	12	1,5	1,3	0,8	1,24

Tab. 5.1: Bestimmung der Kerbformzahl und Kerbwirkungszahl

Die Dauerfestigkeit der gekerbten Bauteile ist immer um den Faktor $1 / K_f$ geringer als die Dauerfestigkeit der ungekerbten Bauteile (Abb. 5.13). Durch die unterschiedlichen Kerbwirkungszahlen ergeben sich unterschiedliche Dauerfestigkeitswerte an den unterschiedlichen Prüfstellen der Wellen.

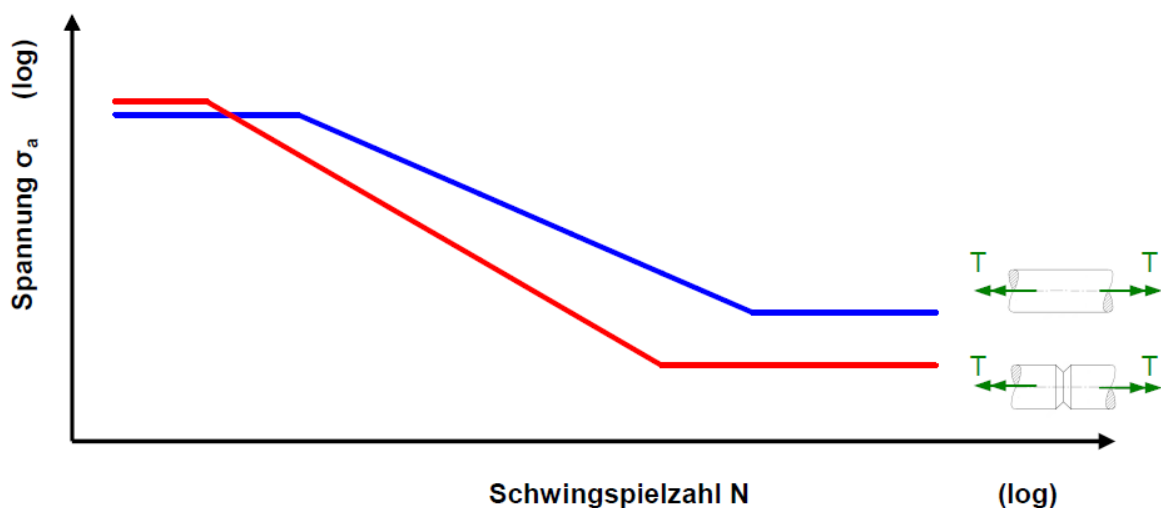


Abb. 5.13: Schematische Darstellung der Torsions- Wöhlerlinie für einen gekerbten und einen ungekerbte Rundstab

Andere Einflussfaktoren, die bei der Lebensdauerberechnung berücksichtigt werden sollen sind:

- Der statistische Größeneinfluss
- Der technologische Einfluss
- Die Temperatur
- Die Mittelspannung
- Die Oberflächenrauheit
- Die Randschichtbehandlungen (Oberflächenbehandlung)

Durch die Berücksichtigung der wichtigsten Einflussfaktoren lässt sich die Lebensdauer der Wellenstränge mittels der Glg. (5.5) abschätzen. Jedoch wird statt der Dauerfestigkeit des ungekerbten Bauteils σ_D , die Dauerfestigkeit der gekerbten Welle σ_{DK} an den jeweiligen zu berechnenden Stellen eingesetzt

Die Ergebnisse der Lebensdauerberechnung für den ersten Wellenstrangabschnitt der bestehenden Lineareinheit sind in Tab. 5.2 zusammengefasst. Die geringste Lebensdauer im ersten Abschnitt des bestehenden Wellenstrangs weist die Kurzwelle an der ersten Position auf. Das ist jene Stelle, wo die Kurzwelle durch die Verjüngung den kleinsten Querschnitt aufweist, also genau die Sollbruchstelle. Obwohl die Kurzwelle an der Sollbruchstelle einen großen Verjüngungsradius und dadurch eine Kerbwirkungszahl $K_f = 1$ aufweist, ist die Lebensdauer am geringsten.

Allgemein betrachtet muss man feststellen, dass die durch die Simulation erhaltenen Werte eine geringere Lebensdauer erwarten lassen als die tatsächliche Nutzungsdauer der Wellen. Die Kurzwelle wird alle zwei bis spätestens drei Jahre gewechselt, das heißt die reale Lebensdauer ist um das drei- bis viereinhalb- fache höher als die errechnete Lebensdauer.

Die Streuung der Lebensdauer vorhersage auf Basis des Nennspannungskonzeptes ist allgemein sehr hoch. Sie eignet sich jedoch sehr gut für eine relative Aussage über die Lebensdauer von ähnlichen Bauteilen. Da wir einen Vergleich der Lebensdauer der Wellenstränge anstreben ist dies zufriedenstellend.

Abschnitt 1			
Kurzwelle		Arbeitswelle 1	
ertragbare Schwingspiele N_i [-]			
Position 1	Position 2	Position 3	Position 4
$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$
4,4E+05	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$
2,1E+04	1,2E+05	1,4E+05	2,1E+05
$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$
Schadenssumme D_i [-]			
1,48	0,25	0,21	0,14
zu erwartende Lebensdauer [Jahre]			
0,68	3,94	4,70	6,96
x-fache Lebensdauer der Position 1 der Kurzwelle des bestehenden Wellenstrangs [-]			
1,0	5,8	6,9	10,3

Tab. 5.2: Ergebnisse der Lebensdauerberechnung des ersten Wellenstrangabschnitts der bestehenden Lineareinheit

Die Lebensdauerberechnung der anderen Wellenabschnitte liefert die in Tab. 5.3 zusammengefassten Ergebnisse. Die betrachteten Stellen dieser Wellenabschnitte zeigen eine viel höhere zu erwartende Lebensdauer als je der Kurzwelle.

Abschnitt 2			Abschnitt 3			Abschnitt 4	
Arbeitswelle 1			Arbeitswelle 2			Arbeitswelle 2	
ertragbare Schwingspiele N_i [-]							
Position 5	Position 6	Position 7	Position 4	Position 3	Position 5	Position 6	Position 7
$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$
$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$
$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	5,1E+05	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$
$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	5,1E+05	3,5E+05	$>2 \cdot 10^6$	$>2 \cdot 10^6$	1,1E+06
Schadenssumme D_i [-]							
0,00	0,00	0,06	0,06	0,09	0,00	0,00	0,03
zu erwartende Lebensdauer [Jahre]							
∞	∞	17,05	17,16	11,59	∞	∞	37,34
x-fache Lebensdauer der Position 1 der Kurzwelle des bestehenden Wellenstrangs [-]							
∞	∞	25,20	25,37	17,14	∞	∞	55,19

Tab. 5.3: Ergebnisse der Lebensdauerberechnung des zweiten, dritten und vierten Wellenstrangabschnitts der bestehenden Lineareinheit

5.3.3 Lebensdauerberechnung der neuen mechanischen Lineareinheit

Die neue mechanische Lineareinheit verfügt im Gegensatz zur bestehenden Anlage über vier separate Antriebsstränge.

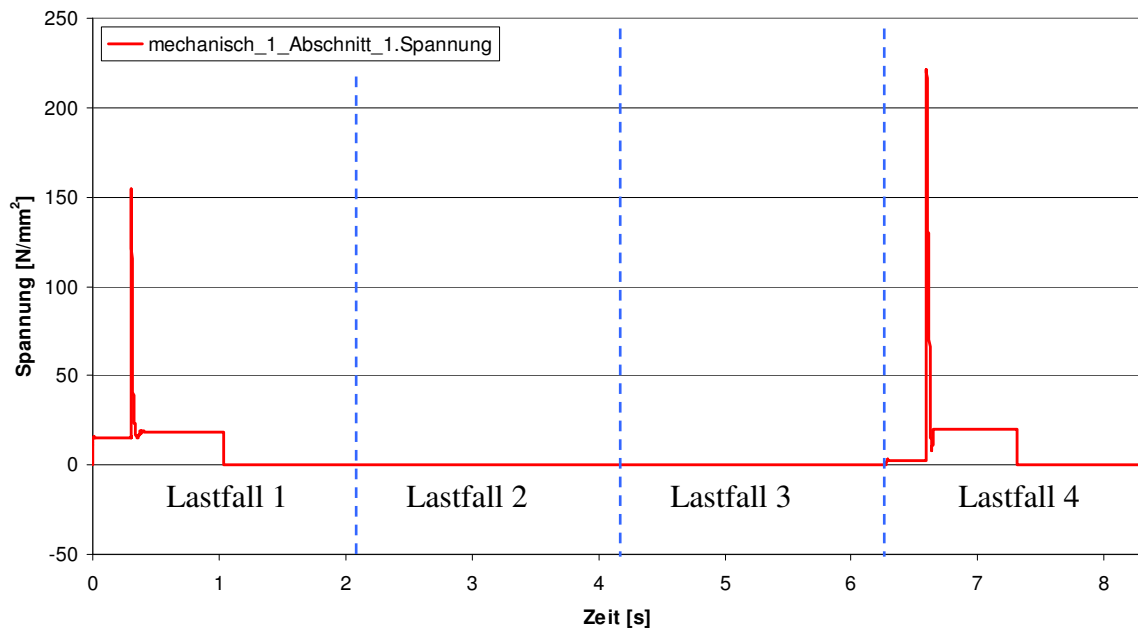


Abb. 5.14: Spannungsverlauf im ersten Abschnitt des ersten Wellenstrangs der mechanischen Antriebsvariante

Je zwei Wellenstränge sind identisch und unterscheiden sich zu den beiden anderen Wellensträngen nur durch die Länge der Kurzwelle. Zwei der Wellenstränge besitzen dieselbe Kurzwelle wie die bestehende Anlage und zwei Wellenstränge besitzen eine etwa um einen Meter längere Kurzwelle. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Kräfte in den Wellensträngen. Der bei der Richtarbeit entstehende Nennspannungsverlauf am minimalen Durchmesser ist am Beispiel des ersten Abschnitts des ersten Wellenstrangs in Abb. 5.14 gezeigt.

Hier ist der Vorteil der neuen Variante klar ersichtlich. Durch die Separierung der Wellenstränge erfahren die einlaufseitigen Wellen bei Lage Walzguts an einer der auslaufseitigen Linealaufsätze keine Spannungsspitzen. Der dritte Wellenstrang ist baugleich dem ersten Wellenstrang und wird daher in Summe dieselben Kräfte erfahren und dadurch rein rechnerisch dieselbe Lebensdauer aufweisen. Der vierte Wellenstrang ist baugleich dem zweiten Wellenstrang.

Die Berechnung der Lebensdauer erfolgt analog wie bei der bestehenden Lineareinheit. Die Ergebnisse der Lebensdauerberechnung des ersten Wellenstrangs der neuen Lineareinheit sind in Tab. 5.4 zusammengefasst.

Die Berechnung zeigt, dass wie bereits bei der bestehenden Lineareinheit die Kurzwellen die Schwachstelle darstellen. Dieselbe Kurzwelle weist im neuen Wellenstrang jedoch eine viereinhalb Mal höhere Lebensdauererwartung auf. Dies entspricht, laut Berechnung, einer Nutzungsdauererwartung von in etwa drei Jahren. Der Vergleich der berechneten Lebensdauer des bestehenden Wellenstrangs mit der realen Lebensdauer hat gezeigt, dass die tatsächliche Nutzungsdauer um das Drei- bis Viereinhalbfache höher ist. Daher ist eine Nutzungsdauer der Kurzwelle im ersten Wellenstrang der neuen Lineareinheit von neun bis dreizehn Jahren zu erwarten.

Abschnitt 1				Abschnitt 2		
Kurzwelle 1		Arbeitswelle		Arbeitswelle		
ertragbare Schwingspiele N_i [-]						
Position 1	Position 2	Position 3	Position 4	Position 5	Position 6	Position 7
9,1E+04	5,1E+05	6,0E+05	8,9E+05	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶
>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶
>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶
>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶
Schadenssumme D_i [-]						
0,33	0,06	0,05	0,03	0,00	0,00	0,00
zu erwartende Lebensdauer [Jahre]						
3,03	16,84	20,12	29,78	∞	∞	∞
x-fache Lebensdauer der Position 1 der Kurzwelle des bestehenden Wellenstrangs [-]						
4,48	24,90	29,74	44,02	∞	∞	∞

Tab. 5.4: Ergebnisse der Lebensdauerberechnung für den ersten Wellenstrang der neuen Lineareinheit

Die Lebensdauerberechnung des zweiten Wellenstrangs der neuen Lineareinheit liefert die Ergebnisse aus Tab. 5.5. Auch in diesem Wellenstrang stellt die Kurzwelle die Schwachstelle dar. Allerdings ist die Steifigkeit dieses Wellenstrangs etwas geringer als die des ersten Wellenstrangs, wodurch die Wellen eine höhere Verdrillung erfahren und die wirkenden Kräfte reduziert werden. Dies erklärt auch die höhere Lebensdauer der zweiten Kurzwelle im Gegensatz zur ersten. Die tatsächlich zu erwartende Nutzungsdauer beträgt zwölf bis achtzehn Jahre.

Abschnitt 1				Abschnitt 2		
Kurzwelle 2		Arbeitswelle		Arbeitswelle		
ertragbare Schwingspiele N_i [-]						
Position 1	Position 2	Position 3	Position 4	Position 5	Position 6	Position 7
>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶
>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶
>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶
1,2E+05	6,9E+05	8,2E+05	1,2E+06	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶	>2*10 ⁶
Schadenssumme D_i [-]						
0,24	0,04	0,04	0,02	0,00	0,00	0,00
zu erwartende Lebensdauer [Jahre]						
4,12	22,90	27,35	40,49	∞	∞	∞
x-fache Lebensdauer der Position 1 der Kurzwelle des bestehenden Wellenstrangs [-]						
6,10	33,86	40,43	59,85	∞	∞	∞

Tab. 5.5: Ergebnisse der Lebensdauerberechnung für den zweiten Wellenstrang der neuen Lineareinheit

6 Zusammenfassung

Böhler Edelstahl GmbH & Co KG besitzt ein Block- und Grobwalzwerk zur Erstellung einer Vielzahl unterschiedlicher Blockformate. Eine wichtige Rolle spielt hier das Blockgerüst, mit den mehrkalibrigen Walzen und die dafür erforderlichen Lineareinheit als Verschiebeeinrichtung. Die Verschiebeeinrichtung ist neben dem Verschieben der Blöcke in das dafür vorgesehene Kaliber, auch noch für das Kantensetzen und Richten der Knüppelformate zuständig.

Im Laufe der Jahre stiegen die Anforderungen an die Lineareinheit, zum Beispiel wurde das Blockgewicht auf das Vierfache erhöht. Weiters wurden immer wieder neue Edelstahlmarken entwickelt, mit immer höheren Umformwiderständen. Durch diese höheren Anforderungen kam es zu vermehrten Ausfällen der Anlage und zu unplanmäßigen Stillständen und Produktionsausfällen. Die Ausfälle waren zumeist durch Wellenbrüche im Antriebsstrang der Lineareinheit bedingt. Daher wurde eine Modernisierung der Verschiebeeinrichtung geplant.

Bei der für die Modernisierung erforderlichen Bestimmung der Funktionsweise der Verschiebeeinrichtung zeigte sich die Schwäche des bestehenden Systems. Durch das synchrone Antreiben je zweier Linealaufsätze durch einen Antriebsstrang kommt es bei der Richtarbeit zu extrem hohen Reaktionskräften. Während der einlaufseitige Linealaufsatz beim Zusammenschlagen stark verzögert wird, kann der auslaufseitige Linealaufsatz frei schwingen, wodurch sich die ungedämpfte kinetische Energie im Wellenstrang abbauen muss.

Bei der Erhebung neuer Antriebsvarianten wurde darauf geachtet, dieses Manko zu beseitigen. Als mögliche Antriebskonzepte werden eine hydraulische und eine mechanische Lösung in Betracht gezogen. Die hydraulische Variante sieht einen separaten Antrieb jedes Linealaufsatzes durch je zwei Hydraulikzylinder vor. Das mechanische Antriebskonzept sieht ebenfalls einen separaten Antrieb der Linealaufsätze vor. Hier ist geplant, die Linearbewegung der Linealaufsätze durch Zahnstangen-Ritzel Paare zu ermöglichen, ähnlich dem bestehenden System. Bei der technischen und wirtschaftlichen Analyse der bestehenden Lineareinheit und der beiden Modernisierungsvarianten stellte sich heraus, dass die neue mechanische Antriebsvariante sowohl in technischer als auch in wirtschaftlicher Hinsicht die beste Lösungsvariante ist.

Zur Charakterisierung des Schwingverhaltens des mechanischen Konzeptes im Vergleich zum bestehenden Linearantrieb wurde eine Mehrkörpersimulation durchgeführt. Dabei wurden vier unterschiedliche Modelle analysiert. Die anhand der Simulation erhaltenen Kräfte führten bei der darauffolgenden Lebensdauerberechnung zu dem Ergebnis, dass die errechnete Lebensdauer der Wellen etwas geringer als die tatsächliche Nutzungsdauer ist.

Vergleichend lässt sich ein Trend erkennen mit dem Ergebnis, dass die Kurzwelle der neuen Anlage eine viereinhalb Mal höhere Lebensdauererwartung aufweist als die der bestehenden.

Ein Grund hierfür ist die geringere Belastung der neuen Kurzwellen durch die Separierung der Wellenstränge.

Eine Umsetzung des neuen mechanischen Konzepts ist gemäß der technisch-wirtschaftlichen Bewertung zu empfehlen. Es ist mit einer Erhöhung der Lebensdauer um den Faktor 4, d.h. Reduzierung der Serviceintervalle auf ein Viertel, zu rechnen.

7 Verwendete Formelzeichen

Leistung Asynchrondrehstrommotor	P	$[kW]$
Nennleistung pro Antriebsstrang	P_{mot}	$[kW]$
Nennantriebsdrehzahl	n_{an}	$[U/min]$
Nenn Drehmoment antriebsseitig (motorseitig)	M_{mot}	$[Nm]$
Getriebeübersetzung	i	$[-]$
Drehmoment lastseitig (wellenseitig)	M_{ges}	$[Nm]$
Nennabtriebsdrehzahl	n_{ab}	$[U/min]$
Teilkreisdurchmesser	d_{tk}	$[mm]$
Klemmkraft	F_{k}	$[kN]$
Verfahrweg	l_{h}	$[mm]$
Maximale Linealgeschwindigkeit	v_{max}	$[m/s]$
Ungleichmäßigkeitsfaktor	u	$[-]$
Impulszeit	t_{i}	$[s]$
Maximalkraft pro Hydraulikzylinder	$F_{\text{max,z}}$	$[kN]$
Freie Knicklänge	l_{K}	$[mm]$
Knicksicherheit	S_{K}	$[-]$
Elastizitätsmodul	E	$[N/mm^2]$
Flächenmoment 2. Grades	I_{y}	$[mm^4]$
Erforderlicher Kolbenstangendurchmesser	d_{erf}	$[mm]$
Gewählter Kolbenstangendurchmesser	d_{K}	$[mm]$

Gewählter Kolbendurchmesser	D_K	$[mm]$
Erforderlicher hydraulischer Druck	p_h	$[bar]$
Gewählter Systemdruck	p_s	$[bar]$
Erforderliche Antriebskraft des mechanischen Konzepts	F_{km}	$[kN]$
Drehmoment Wellenabtrieb	$M_{t,m}$	$[Nm]$
Steifigkeit eines Linealholms	c_3	$[N/m]$
Minimaler Wellendurchmesser	d_{min}	$[mm]$
Schubmodul	G	$[N/mm^2]$
Polares Flächenträgheitsmoment	I_p	$[mm^4]$
Torsionssteifigkeit der Langwelle Bereich 1	$c_{t1,b}$	$[Nm]$
Torsionssteifigkeit der Langwelle Bereich 2	$c_{t2,b}$	$[Nm]$
Gesamte Torsionssteifigkeit	$c_{t,b}$	$[Nm]$
Gesamtverdrehwinkel	φ_b	$[^\circ]$
Verdrillungsverhältnis	η	$[-]$
Federkonstante	$c_{2t,b}$	$[N/m]$
Bestehendes System, Index b z.B. $c_{t1,b}$		
Mechanisches System, Index m z.B. $c_{t1,m}$		
Lebenszykluskosten	LCC_i	$[€]$
Minimale Lebenszykluskosten einer Ideallösung	LCC_{min}	$[€]$
Abschreibungsdauer	j	$[Jahre]$
Wirtschaftliche Wertigkeit	y	$[-]$
Punktezahl	p_i	$[-]$
Maximale Punktezahl einer Ideallösung	p_{max}	$[-]$
Gewichtungsfaktor	g_i	$[-]$
Anzahl der Anforderungen	n	$[-]$
Technische Wertigkeit	x	$[-]$

Gewichtete technische Wertigkeit	x'	$[-]$
Schadenssumme	D	$[-]$
Wirkende Schwingspiele	n_i	$[-]$
Ertragbare Schwingspiele	N_i	$[-]$
Ecklastspielzahl	N_D	$[-]$
Spannungsamplitude	σ_a	$[N/mm^2]$
Dauerfestigkeit	σ_D	$[N/mm^2]$
Dauerfestigkeit bei Berücksichtigung der Kerbwirkung	σ_{DK}	$[N/mm^2]$
Wöhlerlinien Neigung	k	$[-]$
Torsionsspannung	τ_t	$[N/mm^2]$
Polares Widerstandsmoment	W_p	$[mm^3]$
Kerbformzahl	K_t	$[-]$
Kerbwirkungszahl	K_f	$[-]$

8 Literaturverzeichnis

- [1] Bauer, G.: Ölhydraulik, Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen, 8., ergänzte und korrigierte Auflage, B.G. Teubner Verlag 2005, ISBN 3-519-20144-5
- [2] Lang, R.: Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik, Der Hydraulik Trainer, Band 1; Mannesmann Rexroth GmbH 1991, ISBN 3-8023-0619-8
- [3] Matthies, H.J.- Renius, K.-T.: Einführung in die Ölhydraulik, 6., aktualisierte und erweiterte Auflage, Vieweg + Teubner Verlag 2008, ISBN 978-3-8351-0238-5
- [4] Findeisen, D.: Ölhydraulik, Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik, 5., neu bearbeitete Auflage, Springer Verlag 2005, ISBN 3-540-23880-8
- [5] Kiel, E.: Antriebslösungen, Mechatronik für Produktion und Logistik, Springer Verlag 2005, ISBN 978-3-540-73425-3
- [6] Holzweißig, F.: Dresig, H.; Lehrbuch der Maschinendynamik, Maschinendynamische Probleme und ihre praktische Lösung, 2. Auflage; Springer Verlag 1982, ISBN 3-211-81712-3
- [7] Holzweißig, F.- Dresig, H.- Fischer, U.- Stephan, W.: Arbeitsbuch, Maschinendynamik, Schwingungslehre, 1. Auflage, VEB Fachbuchverlag Leipzig 1983, Lizenznummer 114-210/120/83
- [8] Dresig, H.: Schwingungen und mechanische Antriebssysteme, Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese, 2. Auflage, Springer Verlag 2006, ISBN 3-540-26024-2
- [9] Brommundt, E.- Sachau, D.: Schwingungslehre mit Maschinendynamik, 1. Auflage, Springer Verlag 2008, ISBN 978-3-8351-0151-7
- [10] Künne, B.: Köhler/Rögnitz, Maschinenelemente 2, 10. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag 2008, ISBN 3-8351-0092-0
- [11] Decker, K.H.- Kabus, K.: Maschinenelemente, Funktion, Gestaltung und Berechnung, 15. neu bearbeitete und erweiterte Auflage, Hanser Verlag 2000, ISBN 3-446-21525-5

- [12] Breiing, A.- Knosala, R.: Bewertung technischer Systeme, Theoretische und Methodische Grundlagen bewertungstechnischer Entscheidungshilfen, Springer Verlag 1997, ISBN 3-540-61086-3
- [13] Fischer, U.: Fachkunde Metall, 52. neubearbeitete Auflage, Verlag Europa-Lehrmittel 1996
- [14] Muhs, D.: Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung, Berechnung Gestaltung, 18. Auflage, Vieweg & Sohn Verlag 2007, ISBN 978-3-8348-0262-0
- [15] Eichlseder, W.: Betriebsfestigkeit 1, Montanuniversität Leoben, Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau
- [16] Eichlseder, W.: Betriebsfestigkeit 2, Montanuniversität Leoben, Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau
- [17] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, 3., korrigierte und ergänzte Auflage, Springer-Verlag 2006, ISBN-13 978-3-540-29363-7
- [18] Bommel, P.: Dissertation, Lebensdauervorhersage anhand der Prüfung definiert vorgeschädigter, dynamisch hochbelasteter Bauteile, Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Dezember 2001
- [19] Sander, M.: Sicherheit und Betriebsfestigkeit von Maschinen und Anlagen, Konzepte und Methoden zur Lebensdauervorhersage, Springer- Verlag 2008, ISBN 978-3-540-77733-5
- [20] <http://www.stromag.de/deutsch/index.html?kataloge4.htm>
- [21] <http://www.linearsysteme.skf.de>
- [22] http://www.welsch.com/gallery/3d/Asynchron-Drehstrommotor_001.jpg
- [23] http://www.fh-landshut.de/uploads/O2/d7/O2d7Q7o07HW0GDPnE9TRjg/Motor_Schnitt_01.jpg
- [24] http://img.directindustry.de/images_di/photo-g/hochleistungs-ritzel-zahnstangenantrieb-285214.jpg
- [25] Jacoby, G.: Fractographic methods in fatigue research. Exp. Mech. 5 (1965), 65ff.
- [26] Jäniche, W.: Werkstoffkunde Stahl, Band 1. Herausgeber Verein Deutscher Eisenhüttenleute, Springer-Verlag, Berlin, 1984
- [27] Radaj, D., Vormwald, M.: Ermüdungsfestigkeit, Grundlagen für Ingenieure, Dritte, neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag Berlin, 2007, ISBN 978-3-540-71458-3

- [28] Naubereit, H., Weihert, W.: Einführung in die Ermüdungsfestigkeit, Ein lehr- und Übungsbuch mit Beispielen und Aufgaben, Carl Hanser Verlag München, 1999, ISBN 3-446-21028-8
- [29] Morgenstern, C.: Dissertation, Kerbgrundkonzepte für die schwingfeste Auslegung von Aluminiumschweißverbindungen am Beispiel der naturharten Legierung AlMg4,5Mn (AW-5083) und der warmausgehärteten Legierung AlMgSi1 T6 (AW-6082 T6), Vom Fachbereich Maschinenbau an der Technische Universität Darmstadt, Darmstadt 2006
- [30] Issler, S.: Dissertation, Entwicklung eines Verfahrens zur Lebensdauervorhersage für Schaufel-Scheibe-Verbindungen bei Gasturbinen, Von der Fakultät Energietechnik der Universität Stuttgart, Renningen, Dezember 2001
- [31] Eichlseder, W.: Beurteilung der Betriebsfestigkeit basierend auf Strukturspannungen und Einflussparametern, 19. CAD-FEM USER'S MEETING 2001 Internationale FEM-Technologietage, Deutschland, Potsdam, 17. –19. Oktober 2001
- [32] Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit, Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile, 2. Ausgabe, Verlag Stahleisen 1992, ISBN 3-5140-0537-4
- [33] Maddox, S.J.: Fatigue Strength of Welded Structures, Auflage 2, Woodhead Publishing Limited, Cambridge 1991, ISBN-13: 978-1855-7301-37
- [34] http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:The_Fugong_Temple_Woode_Pagoda.jpg&filetimestamp=20071211025407
- [35] http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/de/products/p_pages/01_pumpen/01_axialkolbenpumpen/02_verstellpumpen/index.jsp
- [36] <http://www.isys.uni-stuttgart.de/forschung/mechatronik/fluid/modconhydsys/index.en.html>
- [37] Czichos, H.: Mechatronik, Grundlagen und Anwendungen technischer Systeme, 1.Auflage, Wiesbaden 2006, ISBN-13 978-3-8348-0171-5
- [38] Sonsino, C.M.: Betriebsfestigkeit, Eine Einführung, Vorlesung „Werkstoff- und Bauteilfestigkeit“, Technische Universität Darmstadt, Fraunhofer Institut, 2005
- [39] Kley, M.: Dissertation, Einflüsse auf die Lebensdauer von Bus-Automatgetriebegehäusen, Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart, 2004
- [40] Ermanni, P.: Ermüdungsfestigkeit, Zentrum für Strukturtechnologie, ETH Zürich, 151-0303-OOL-HS2008-K6, November 2006
- [41] Müller, D.H.: Auslegung und Berechnung von Wellen, Bremer Institut für Konstruktionstechnik, Universität Bremen, Juni 1999